

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»  
УДК 620.9:697.34

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Геннадій ВАРЛАМОВ  
(підпис) (ім'я, прізвище)

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2020 р.

**Магістерська дисертація  
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Система теплопостачання групи житлових будівель по вул. Ревуцького в м. Києві»

Виконав: студент II курсу, групи ТП-91мп

Стіцурін Владислав Петрович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

— \_\_\_\_\_  
(підпис)

Науковий керівник доцент, к.т.н., Ірина НАЗАРОВА

(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

— \_\_\_\_\_  
(підпис)

Консультант з охорона праці  
(назва розділу)

доцент, к.т.н. Сергій КАШТАНОВ  
(науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

— \_\_\_\_\_  
(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, прізвище)

— \_\_\_\_\_  
(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2020 року

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

Спеціалізація «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Геннадій ВАРЛАМОВ  
(підпис) (ім'я, прізвище)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

**ЗАВДАННЯ  
на магістерську дисертацію студенту  
Стіцуріну Владиславу Петровичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)**

1. Тема дисертації «Система теплопостачання групи житлових будівель по вул. Ревуцького в м. Києві»,

науковий керівник дисертації Назарова Ірина Олександрівна, к.т.н.  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р. № \_\_\_\_\_

2. Термін подання студентом дисертації 21.12.2020 р.

3. Об'єкт дослідження Група житлових будинків

4. Вихідні дані 1) Кількість житлових будинків – 2.

2) Характеристики одного будинку:

- розміри – 65х20х25 м<sup>3</sup>;

- кількість мешканців 1060;

3) Температурний графік зовнішньої тепломережі – 150-70 °С.

4) Температурний графік тепломережі ЦТП – 95-65 °С.

5) Система теплової мережі – чотирьохтрубна.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити

1) Тепловий розрахунок навантажень.

2) Розрахунок теплообмінника опалення.

3) Розрахунок теплообмінника ГВП.

4) Гідравлічний розрахунок теплообмінників.

5) Гідравлічний розрахунок теплової мережі.

- 6) Вибір основного і допоміжного обладнання.  
 7) Розробити стартап-проект.  
 8) Розробити заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.  
 6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу  
 1) Теплова схема ЦТП – 1 арк.  
 2) Схема розташування обладнання та трубопроводів у ЦТП – 3 арк.  
 3) Схема теплової мережі – 2 арк.  
 4) Розташування обладнання в УТ-1 – 1 арк.  
 5) Розташування обладнання в УТ-2 – 1 арк.  
 7. Орієнтовний перелік публікацій \_\_\_\_\_

8. Консультанти розділів дисертації\*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Сергій КАШТАНОВ, доцент		

9. Дата видачі завдання 28.10.2020 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Тепловий розрахунок навантажень.	12.10.2020 р.	
2	Розрахунок теплообмінника опалення	20.10.2020 р.	
3	Розрахунок теплообмінника ГВП	26.11.2020 р.	
4	Гідравлічний розрахунок теплообмінників	09.11.2020 р.	
5	Гідравлічний розрахунок теплової мережі	13.11.2020 р.	
6	Вибір основного і допоміжного обладнання	18.11.2020 р.	
7	Розробка стартап - проекту	20.11.2020 р.	
8	Охорона праці	23.11.2020 р.	
9	Креслення		
9.1	Теплова схема ЦТП	25.11.2020 р.	
9.2	Схема розташування обладнання та трубопроводів у ЦТП	27.11.2020 р.	
9.3	Схема теплової мережі	28.11.2020 р.	
9.4	Профіль теплової мережі	30.11.2020 р.	
9.5	Розташування обладнання в УТ-1	01.12.2020 р.	
9.6	Розташування обладнання в УТ-2	03.12.2020 р.	
10	Оформлення пояснювальної записки	06.12.2020 р.	

Студент

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Владислав СТИЦУРІН  
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Ірина НАЗАРОВА  
(ініціали, прізвище)

\* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

**Пояснювальна записка  
до магістерської дисертації  
за освітньо-професійною програмою**

на тему: «Система теплопостачання групи житлових будівель по вул. Ревуцького в м.Києві»

Київ – 2020 року

## РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на здобуття ступеня магістра за освітньо-професійною програмою підготовки на тему: «Система теплопостачання групи житлових будівель по вул. Ревуцького в м.Києві»: 93 с., 18 рис., 22 табл., 3 дод., 13 джерел, 9 креслеників формату А1.

Об'єкт розробки – група житлових будівель.

Мета роботи – розробка систем опалення та гарячого водопостачання двох житлових будівель.

Для кліматичних умов міста Києва визначені теплові навантаження на опалення і гаряче водопостачання групи житлових будівель з заданими характеристиками і кількістю проживаючих в ній людей.

Використовуючи нормативні матеріали та каталоги фірм-виробників відповідної продукції була розроблена і розрахована принципова схема центральної системи теплопостачання групи житлових будівель та підібране її основне обладнання.

Наведений розрахунок системи опалення та гарячого водопостачання будівель на базі центрального теплового пункту. За отриманими даними вибрано відповідно баки акумулятори та компресор.

На кресленнях наведені теплова схема центрального теплового пункту, компоновка теплотехнічного обладнання, схема теплової мережі, розташування обладнання в теплових камерах та випаровувач фреону теплового насосу.

Розроблений стартап-проект, в результаті техніко-економічних розрахунків показано, що розробка системи теплопостачання на центрального теплового пункту є економічно вигідною, а строк окупності складає 8,5 років.

Передбачені заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** опалення, гаряче водопостачання, підігрівач, тепловий пункт, теплове навантаження, температура, коефіцієнт теплопередачі, охорона праці, автоматизація

## SUMMARY

Master's thesis for obtaining a Master's degree in an educational and professional training program on the topic: "Heating system of a group of residential buildings on the Revutsky street. in Kyiv ": 93 pages, 18 figures, 22 tables, 3 app., 13 sources, 9 shades of A1 format.

The object of development is a group of residential buildings.

The purpose of the work is to develop heating and hot water supply systems for two residential buildings.

For the climatic conditions of the city of Kyiv, the heat loads for heating and hot water supply of a group of residential buildings with the specified characteristics and the number of people living in it are determined.

Using regulatory materials and catalogs of companies-manufacturers of relevant products, a schematic diagram of the central heating system of a group of residential buildings was developed and calculated and its main equipment was selected.

The calculation of the heating system and hot water supply of buildings on the basis of the central heating point is given. According to the obtained data, the accumulator tanks and the compressor were selected accordingly.

The drawings show the thermal scheme of the central heating point, the layout of the heating equipment, the scheme of the heating network, the location of the equipment in the heat chambers and the freon evaporator of the heat pump.

Developed a startup project, as a result of technical and economic calculations it is shown that the development of the heat supply system at the central heating station is economically viable, and the payback period is 8.5 years.

Measures for labor protection and safety in emergency situations are provided.

**KEY WORDS:** heating, hot water supply, heater, heat point, heat load, temperature, heat transfer coefficient, air, labor protection, automation

## РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация на соискание степени магистра по образовательно-профессиональной программе подготовки на тему: «Система теплоснабжения группы жилых зданий по ул. Ревуцкого в г. Киеве» 93 с., 18 рис., 22 табл., 3 прил., 13 источников, 9 чертежей формата А1.

Объект разработки - группа жилых зданий.

Цель работы - разработка систем отопления и горячего водоснабжения двух жилых зданий.

Для климатических условий города Киева определены тепловые нагрузки на отопление и горячее водоснабжение группы жилых зданий с заданными характеристиками и количеством проживающих в ней людей.

Используя нормативные материалы и каталоги фирм-производителей соответствующей продукции была разработана и рассчитана принципиальная схема центральной системы теплоснабжения группы жилых зданий и подобранное ее основное оборудование.

Приведенный расчет системы отопления и горячего водоснабжения зданий на базе центрального теплового пункта. По полученным данным выбрано в соответствии баки аккумуляторы и компрессор.

На чертежах приведены тепловая схема центрального теплового пункта, компоновка теплотехнического оборудования, схема тепловой сети, расположения оборудования в тепловых камерах и испаритель фреона теплового насоса.

Разработанный стартап-проект, в результате технико-экономических расчетов показано, что разработка системы теплоснабжения на центрального теплового пункта является экономически выгодной, а срок окупаемости составляет 8,5 лет.

Предусмотрены мероприятия по охране труда и безопасности в чрезвычайных ситуациях.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** отопление, горячее водоснабжение, подогреватель, тепловой пункт, тепловая нагрузка, температура, коэффициент теплопередачи, охрана труда, автоматизация

## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів.....	9
Вступ.....	11
1 Вихідні дані.....	13
2 Розробка схеми ЦТП та її опис.....	14
2.1 Вузол опалення.....	14
2.2 Вузол гарячого водопостачання.....	15
2.3 Висновки до розділу 2.....	17
3 Розрахунок теплових навантажень споживачів.....	18
3.1 Визначення теплових навантажень системи опалення.....	18
3.2 Визначення теплових навантажень системи гарячого водопостачання.....	24
3.3 Висновки до розділу 3.....	27
4 Розрахунок системи опалення.....	28
4.1 Тепловий та конструктивний розрахунок підігрівача системи опалення.....	28
4.2 Гідравлічний розрахунок підігрівача системи опалення.....	33
4.3 Висновки до розділу 4.....	35
5 Розрахунок системи гарячого водопостачання.....	36
5.1 Розрахунок витрат теплоносіїв через ступені теплообмінного апарату.....	36
5.2 Розрахунок теплообмінника ГВП першої ступені.....	39
5.3 Розрахунок теплообмінника ГВП другої ступені підігріву.....	45
5.4 Висновки до розділу 5.....	51
6 Гідравлічний розрахунок теплової мережі.....	52
6.1 Ділянка тепломережі від УТ-1 до ЦТП.....	52
6.2 Ділянка тепломережі від ЦТП до УТ-2.....	53
6.3 Ділянка тепломережі від УТ-2 до будинку. №1.....	54
6.4 Висновки до розділу 6.....	56
7 Вибір допоміжного обладнання теплового пункту.....	57
7.1 Вибір циркуляційного насосу системи опалення.....	57
7.2 Вибір циркуляційного насосу та насосу холодної води системи гарячого водопостачання.....	59

					ТП 91мп 85 05 ПЗ			
Зм.		№ докум.	Підпис	Дата	Система тепlopостачання групи житлових будівель по вул. Ревуцького в м. Києві Пояснювальна записка	Сталія	Арквш	Арквшів
Студент	Стіцурін					МДп	7	93
Керівник	Назарова					КПІ ім. І. Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ		
П. контр								
Н. контр.	Боженко							
Зав. каф	Варламов							



7.3 Вибір розширювального баку системи опалення.....	61
7.4 Фільтри.....	62
7.5 Прилади обліку та регулювання витрат води та теплоти.....	63
7.6 Висновки до розділу 7.....	64
8 Автоматизація центрального теплового пункту .....	65
8.1 Опис систем автоматизації ЦТП.....	65
8.2 Автоматичне регулювання.....	67
8.3 Система аварійної сигналізації теплових мереж.....	68
8.4 Компонування апаратури.....	71
8.5 Висновки до розділу 8.....	71
9 Розробка стартап-проекту.....	72
9.1 Сутність проекту.....	72
9.2 Бізнес-модель проекту.....	72
9.3 Аналіз ринкових можливостей.....	73
9.4 Висновок до розділу 9.....	77
10 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	78
10.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації.....	78
10.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії спроектованої системи теплопостачання.....	81
10.3 Пожежна безпека та профілактика.....	83
10.4 Висновки до розділу 10.....	86
Висновки.....	87
Список використаної літератури.....	89
Додатки	
Додаток А	
Технічне завдання на проектно-конструкторську розробку .....	90
Додаток Б	
Акт впровадження результатів магістерської дисертації.....	92
Додаток В	
Результати перевірки на академічний плагіат.....	93

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

### Умовні позначення

$Q$  – теплова потужність;  
 $q$  – питома теплова потужність;  
 $t$  – температура;  
 $G$  – масова витрата ;  
 $L$  – довжина;  
 $F$  – площа поверхні;  
 $f$  – площа поперечного перерізу;  
 $W$  – швидкість;  
 $\alpha$  – тепловіддача;  
 $k$  – теплопередача;  
 $D$  – діаметр;  
 $P$  – тиск;  
 $R$  – питомі витрати тиску на тертя;  
 $V$  – об'єм;  
 $A$  – температурний множник;  
 $Re$  – число Рейнольдса;  
 $Pr$  – критерій Прандтля;  
 $\nu$  – кінематична в'язкість;  
 $\lambda$  – теплопровідність;  
 $\rho$  – густина  
 $X$  – кількість ходів;  
 $z$  – кількість пластин;  
 $m$  – кількість каналів.

### Індекси

Нижні:

оп – параметри опалення;  
г – параметри гарячого теплоносія ;  
х – параметри холодного теплоносія ;  
г.в – параметри системи гарячого водопостачання;  
г.в.1 – ГВП, 1 ступені;  
г.в.2 – ГВП, 2 ступені;  
г1 – мережевої води, 1 ступені ;  
г1 – мережевої води, 2 ступені ;

Верхні:

max – максимальні параметри;  
min – мінімальні параметри;  
зл – параметри точки зламу;  
ср – параметри точки зламу.  
л – літній період.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						9
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

год – годинна витрата;

р – розрахункова величина;

з – параметри зовнішнього повітря;

вн – параметри внутрішнього повітря;

пл – параметри пластини теплообмінного апарату;

рец – параметри рециркуляційної води;

сер – середнє значення;

екв – еквівалентний;

м – місцевий;

### **Скорочення**

ЦТП– центральний тепловий пункт;

ГВП– гаряче водопостачання;

ТОА– теплообмінний апарат;

УТ-1 – тепла камера №1;

УТ-2 – тепла камера №2.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						10
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Важливою складовою у системі централізованого теплопостачання є установки, що встановлюють у місцях приєднання місцевих тепломереж до міських систем теплопостачання. В даних установках відбувається контроль та управління за роботою теплової мережі та управління системами теплопостачання. У них здійснюється вимірювання робочих параметрів теплоносія, таких як тиск, температура, а також витрата і регулювання відпуску теплової енергії. Такі установки відіграють ключову роль в забезпеченні надійності та економічності роботи системи теплопостачання загалом.

Назва цих установок – теплові пункти. Теплові пункти поділяють на дві категорії: централізовані теплові пункти (ЦТП) та індивідуальні теплові пункти (ІТП). ІТП - це тільки установки із вузлами приєднання до теплових мереж однієї будівлі або частини будівлі до систем теплопостачання.

Всі інші теплові пункти, незалежно від кількості будівель, що вони обслуговують, належать до ЦТП.

Відповідно до прийнятою класифікації теплових мереж використовуються наступні терміни до теплових пунктів:

- місцеві теплові пункти (МТП) – це теплові пункти, що використовуються для обслуговування системи теплопостачання окремих будівель;
- групові чи мікрорайонні теплові пункти (ГТП) - це теплові пункти, що використовуються для обслуговування групи житлових будівель чи всіх будівель, які розташовані в межах мікрорайону ;
- районні теплові пункти (РТП) - це теплові пункти, що використовуються для обслуговування всіх будівель у межах житлового району.

За способами регулювання відпуску теплоти виділяють:

- центральне регулювання – лише на джерелах теплоти;
- районне, групове чи мікрорайонне – на відповідних ТП (РТП або ГТП);
- місцеве – на місцевих теплових пунктах окремих будівель (МТП);
- індивідуальне – встановлюється на окремих приладах на системах опалення, вентиляції та ГВП.

Основним тепловим обладнанням теплових пунктів є: циркуляційні насоси, водоводяні нагрівачі, грязьовики, розширювальні баки. Широке застосування у теплових пунктах отримали контрольні та регулюючі прилади, різноманітна арматура, крім того труби та теплоізоляція. Впродовж довгого часу в теплових пунктах використовувалися кожухотрубні теплообмінні апарати з латунними трубками. На сьогодні широке

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						11
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосування отримали розбірні пластинчасті теплообмінні апарати. Для монтажу цих теплообмінників застосовують безшовні труби зі сталі 10 і 20.

Для теплових мереж необхідно застосовувати сталеві оцинковані труби, що з'єднуються за допомогою електрозварювання під шаром флюсу. На трубопроводах більше Ду150 мм встановлюється арматура з редуктором. На трубопроводах якими приєднуються теплообмінники, колектори та системи підживлення встановлюється повнопрохідні шарові крани, інші трубопроводи (дренажні, трубопроводи деаераторів) можуть бути оснащені неповнопрохідними шаровими кранами. Труби та арматура вкриваються тепловою ізоляцією з базальтових теплоізоляційних матів, або мінераловатних напівциліндрів, які після монтажу вкриваються покривним шаром рулонного склопластику.

Для регуляції в теплових пунктах можуть бути використані клапани. Запобіжні клапани в теплових пунктах використовують з метою захисту системи опалення від дії підвищеного тиску.

У теплових пунктах широке застосування мають зворотні поворотні клапани. Клапани встановлюються на горизонтальному трубопроводі кришкою вверх і на вертикальному – ущільненою поверхнею затвору вверх. Вода подається під диск.

Для захисту від сторонніх предметів місцевих установок і систем у теплових пунктах, які можуть потрапити у зовнішні трубопроводи під час монтажу, встановлюють грязьовики перед витратомірами. При цьому грязьовик не повинен створювати великі додаткові втрати тиску.

Розширювальні баки використовують у закритих системах теплопостачання з метою зменшення гідравлічних пульсацій та для запобігання вібрації від циркуляційних насосів. За

Розширювальні баки відрізняються відповідно до робочого тиску (надлишкового та атмосферного). Крім того розширювальні баки застосовують з метою автоматичного підживлення системи та компенсації втрат теплоносія всередині внутрішньої системи.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						12
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1 ВИХІДНІ ДАНІ

Ця проєктна документація розроблена на основі завдання на проєктування.

Даний проєкт містить в собі техніко-економічний розрахунок та креслення на стадії “П” системи теплопостачання, а саме центрального теплового пункту та теплопроводів для групи житлових будинків, які розташовані на вул. Ревуцького в Дарницькому районі міста Києва.

Приєднання будинків до теплових мереж передбачається у відповідності до технічних умов №019/9/14131 від 29.03.19, наданих КП «Київтеплоенерго».

Основні характеристики теплового пункту:

- а) теплоносій – гаряча вода;
- б) система теплопостачання – замкнута, незалежна;
- в) система ГВП – замкнута;
- г) температура подавального трубопроводу ГВП ТЗ – 60°C.
- д) регулювання відпуску теплоти – якісне по нормальному опалювальному графіку: 95°–65°C;

Характеристика тепломережі, що проєктується:

Розрахункові параметри теплоносія для вибору труб і обладнання, а також для розрахунку трубопроводів на міцність:

Зовнішня тепломережа Т1, Т2:

- тиск  $P = 1,6$  МПа;
- температура максимальна  $t = 150^\circ\text{C}$ .

Внутрішня тепломережа Т21, Т22:

- тиск  $P = 1,0$  МПа;
- температура максимальна  $t = 95^\circ\text{C}$ .

Вузол приєднання у відповідності до технічних умов – нова камера в районі існуючої нерухомої опори Н-13.

Тиск у вузлі приєднання:

- в подавальному трубопроводі -  $P = 1,35$  МПа;
- в зворотному трубопроводі -  $P = 0,35$  МПа.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						13
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 РОЗРОБКА СХЕМИ ЦТП ТА ЇЇ ОПИС

### 2.1 Вузол опалення

У зв'язку з дефіцитом енергоносіїв в Україні гостро постала проблема економії теплової та електричної енергії. Одним зі шляхів вирішення цього питання є індивідуальне регулювання витрати тепла у тепловому пункті, що є суміщеним із центральним регулюванням.

Одна з таких схем, що дає можливість зменшити витрати теплової енергії – це незалежна схема. В такій схемі опалювальна система під'єднується до теплової мережі через пластинчатий теплообмінник поверхневого типу. В такому випадку опалювальна система працює під тиском свого розширювального баку. Нагрівач у цій системі дає можливість краще здійснювати регулювання відпуску теплоти. Особливо доцільним це є коли в графіку центрального регулювання присутні зони сталої температури води. Для здійснення циркуляції води в опалювальній системі використовуються відцентрові насоси. Крім того до переваг таких систем відноситься запобігання можливості потрапити гострої мережної води в опалювальну систему будинку.

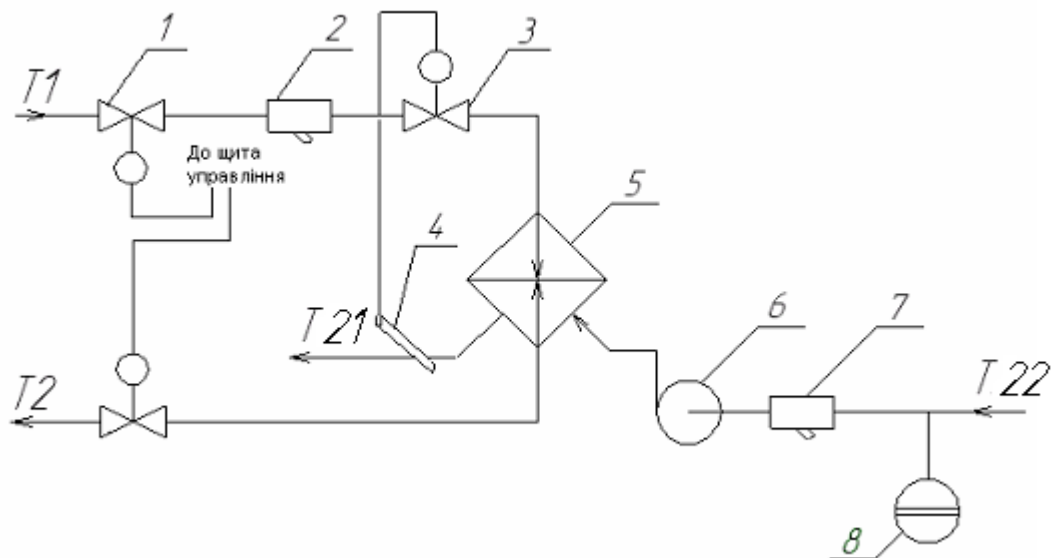
В цій системі використовується щит управління насосами, вузол обліку теплоенергії, за рахунок яких є можливість контролювати всі етапи споживання теплоти та враховувати такі чинники як: температура зовнішнього повітря, теплоізоляція будинку, теплотужність опалювальної системи.

Основним недоліком системи є її висока вартість (в порівнянні з елеваторним вузлом) у зв'язку з наявністю насосів, підігрівачів, розширювальних баків.

Іншими недоліками такого способу регулювання є висока вартість обладнання, так як регуляція відпуску теплоти здійснюється в комплекті з відповідним насосним обладнанням та клапанами.

Для опалення житлових будинків прийнято незалежну схему [1] приєднання теплообмінних апаратів опалювальної системи до тепломережі з використанням автоматичного (рисунок 2.1). До складу системи входять: температурний регулятор води, що встановлюється на прямому трубопроводі до теплообмінника; ТОА, який визначає незалежну схему приєднання; циркуляційний насос системи; регулятор перепаду тиску, що розміщується на подавальному трубопроводі; розширювальний бак.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						14
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



- 1 - регулятор витрати; 2- грязьовик; 3- температурний регулятор;  
 4- температурний датчик води в прямому трубопроводі системи опалення;  
 5- пластинчатий теплообмінник;  
 6- циркуляційний насос; 7- грязьовик; 8- розширювальний бак

Рисунок 2.1 – Незалежна схема приєднання теплообмінника системи опалення

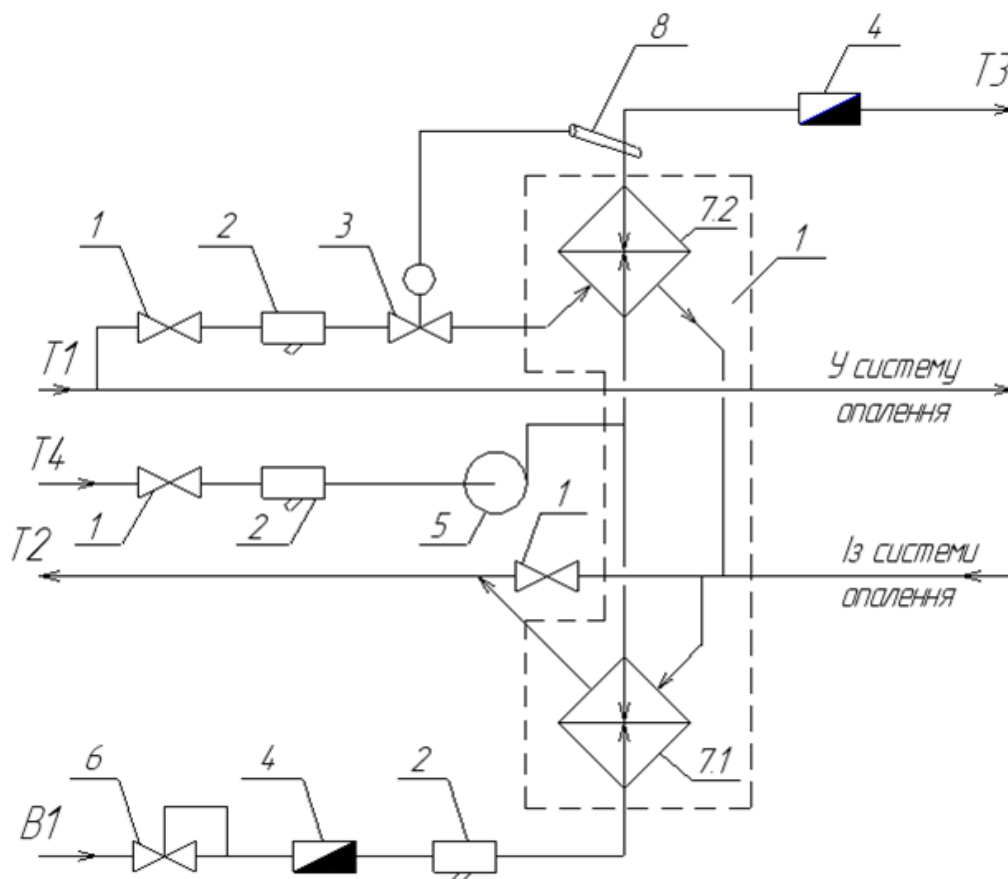
Мережна вода прямим трубопроводом проходить через фільтр – грязьовик (2), в якому відбувається осадження різних механічних домішок, які здатні забити канали теплообмінного апарату та знижують його потужність. Теплоносій після грязьовику надходить на регулятор перепаду тиску між (1) прямим та зворотнім трубопроводом системи тепlopостачання та забезпечує таким чином сталу витрату теплоносія через ТОА, незалежно від того, чи змінюються зовнішні параметри. Після цього теплоносій надходить до теплообмінного апарату (5) і далі до зворотного трубопроводу тепломережі.

До складу внутрішнього контуру опалювальної системи входять пристрої опалення, розширювальний бак (8), призначений для компенсації температурних об'ємних розширень води; циркуляційні насоси (6) для забезпечення циркуляції води з необхідною витратою та напором, що забезпечує потрібну теплотужність даної системи; вузол підживлення, призначений для заповнення системи в момент запуску .

## 2.2 Вузол гарячого водопостачання

Вузол ГВП споживачів включений за двоступеневою змішаною схемою (рисунок 2.2). Таким чином витрата мережної води через опалювальну систему має бути постійною, а зміна у витраті мережної води відбувається за рахунок зміни витрати через другий ступінь водонагрівача. Розрахунок вузла гарячого водопостачання здійснюється для максимального навантаження споживачів у літній період.





- 1–засувка; 2–фільтр – грязьовик; 3–температурний регулятор; 4–лічильник холодної води; 5–циркуляційний насос системи ГВП; 6–регулятор тиску "після себе";  
7–теплообмінник ГВП: 7.1–нагрівач першого ступеня; 7.2– нагрівач другого ступеня;  
8 –датчик температури водопровідної води

Рисунок 2.2 – Схема гарячого водопостачання

До складу системи ГВП входять такі елементи як пластинчастий теплообмінник (7), що виготовлений у вигляді одного блоку (перший і другий ступені зроблені на одній рамі з проміжною плитою). Дане рішення знижує вартість конструкції завдяки зменшенню металоємності цього обладнання, крім того поліпшує обв'язку теплообмінника та полегшує його обслуговування, що також відображається на зменшенні монтажних та експлуатаційних витрат.

Мережна вода надходить до теплообмінного апарату через грязьовик (2), який знижує вміст механічного забруднення у воді. Після цього теплоносіїде на регулятор тиску, що знаходиться між подавальним та зворотним трубопроводами, далі на температурний регулятор для гарячої водопровідної води (3). Цей пристрій зменшує утворення накипу на пластинах теплообмінного апарату завдяки обмеженню температури води, крім того регулятор забезпечує дотримання безпечної температури гарячої води для споживачів. Далі вода з мережі надходить на другий ступінь ТОА, в якому здійснюється остаточне нагрівання води з водопроводу до заданої температури. Після другого ступеня відбувається змішування

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

води з мережі з водою зі зворотної магістралі, і далі ця вода надходить до першого ступіня теплообмінного апарату, в якому за рахунок великої витрати води зі зворотної магістралі здійснюється нагрів водопровідної води, що має температуру 5 °С. В свою чергу охолоджена вода з мережі надходить до зворотного трубопроводу.

Водопровідна вода надходить до системи ГВП через регулятор тиску (6), що призначений для зниження тиску до проєктного значення і постійно підтримує його на даному рівні, забезпечуючи таким чином водозабір, достатній для задоволення потреб мешканців. Далі послідовно відбувається нагрівання води у першому та другому ступенях ТОА. В даній схемі гарячого водопостачання застосовується рециркуляція.

### 2.3 Висновки до розділу 2

В даному розділі наведений опис системи теплопостачання на базі ЦТП, а саме:

- незалежної схеми приєднання теплообмінника системи опалення;
- та двоступеневої змішаної системи гарячого водопостачання.

Наведені дані дозволяють перейти безпосередньо до розрахунків системи теплопостачання.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						17
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

#### 3.1 Розрахунок витрат теплоти на опалення

##### 3.1.1 Вихідні дані до розрахунку:

Кількість поверхів – 8;

Кількість працівників – 1060 чел/буд.;

Розміри будинку – 60 x 20 x 25 м;

Кількість будинків – 2;

Температурний графік теплової мережі – 150 x 70 °С;

Кліматологічні дані прийняті для м. Київ;

Характеристика стін – з великих шлакобетонних блоків, товщина  $\delta_1 = 300$  мм.

Характеристика перекриття – без горища, залізобетонний двопустотний настил; утеплювач – пінобетон товщиною  $\delta = 100$  мм.

Характеристика засклення – двошарові склопакети в металевих рамах [2] .

Розрахункова температура внутрішнього повітря  $t_{\text{вн}} = 22$  °С .

У зв'язку з тим, що обидва будинки однакові, розрахунок проводиться для одного.

##### 3.1.2 Кліматологічні дані для м. Київ [3]:

- тривалість опалювального періоду  $-n_o = 176$  діб;
- температура зовнішнього повітря у холодний період року;
- розрахункова для опалення  $-t_{\text{ро}} = -22$  °С ;
- середня опалювального періоду  $-t_{\text{н}}^{\text{ср.о}} = -0,1$  °С.

3.1.3 Розрахунок теплових втрат приміщеннями будівлі в холодний період року здійснюється за формулою, кВт [4]

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{осн}} + Q_{\text{дод}} , \quad (3.1)$$

де  $\Sigma Q_{\text{осн}}$  – сума теплових втрат через зовнішні огороження (зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, перекриття останнього поверху та підлога першого поверху), кВт;

$Q_{\text{дод}}$  – додаткові втрати (орієнтація огорожувальних конструкцій за сторонами світу, швидкість, напрям та інтенсивність вітру, витрати на інфільтрацію зовнішнього повітря, дві та більше кутові зовнішні стіни), кВт.

3.1.4 Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, кВт, розраховуються для кожного елемента за формулою [2]

$$Q_{\text{осн}} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{\text{вн}} - t_{\text{п.о.}}) n_i , \quad (3.2)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт теплопередачі окремих зовнішніх конструкцій, Вт/(м<sup>2</sup>·К) ;

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						18
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$F_i$  – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій, м<sup>2</sup>;

$t_{\text{вн}}$  – температура повітря всередині приміщення, °С;

$t_{\text{р.о.}}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С;

$n_i$  – коефіцієнт, за яким враховують зниження різниці температур, залежить від положення поверхні огорожувальної конструкції.

Для розрахунку теплових втрат приміщень висотою більше 4 м його потрібно розділити на дві зони по висоті і розрахунок теплових втрати для кожної частини проводити окремо, причому розрахункова різниця температур для зовнішніх конструкцій нижчих за 4 м буде однаковою, а розрахункова різниця температур, °С, для зовнішніх конструкцій, розміщених вище 4 м від підлоги визначатиметься за наступною формулою

$$\Delta t = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{зв}}}{2} - t_{\text{р.о.}}, \quad (3.3)$$

де  $t_{\text{зв}}$  – температура повітря зверху приміщення.

$$t_{\text{зв}} = t_{\text{вн}} + k (H_{\text{п}} - 4), \quad (3.4)$$

де  $k$  – коефіцієнт зростання температури по висоті, значення якого приймається в межах від 0,2 до 1,5 °С /м;  $H_{\text{п}}$  – висота приміщення, м.

#### 3.1.5 Визначаємо зовнішні розміри огорожень

$$A_{\text{сз}} = a_1 + 2\delta_1 ;$$

$$A_{\text{сз}} = 60 + 2 \cdot 0,3 = 60,6 \text{ м}$$

$$A_{\text{пп}} = a_1 + 2\delta_1 ;$$

$$A_{\text{пп}} = 20 + 2 \cdot 0,3 = 20,6 \text{ м.}$$

#### 3.1.6 Визначаємо висоту зовнішніх стін

$$H_{\text{ст1}} = 3 \text{ м}$$

$$H_{\text{ст2}} = (H_{\text{п}} - 3) + \delta_2 + \delta. \quad (3.5)$$

$$H_{\text{ст2}} = (25 - 3) + 0,05 + 0,1 = 22,15 \text{ м.}$$

3.1.7 Згідно з [2] визначаємо коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, перекриття та вікон відповідно

$$- K_{\text{ст}} = 1,08 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$- K_{\text{п}} = 1,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$- K_{\text{вік}} = 3,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

#### 3.1.8 Визначаємо площу поверхні вікон, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{вік}} = H_{\text{вік}} \cdot C \cdot n_{\text{вік}}, \quad (3.6)$$

де  $n_{\text{вік}}$  – кількість вікон;

$C=1,5(\text{м})$  – ширина вікон, м;

$H_{\text{вік}}=1,5 (\text{м})$  – висота вікон.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						19
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для стіни, орієнтованої на схід, перший поверх

$$F_{\text{внк.1.1}} = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 28 = 63 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на захід, перший поверх

$$F_3 = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 32 = 72 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на захід та схід, інші поверхи

$$F_{\text{внк.1.2}} = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 448 = 1008 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на південь та північ, перший поверх

$$F_{\text{внк.2.1}} = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 2 = 4,5 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на південь та північ, інші поверхи

$$F_{\text{внк.2.2}} = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 14 = 31,5 \text{ м}^2;$$

### 3.1.9 Визначаємо поверхні зовнішніх стін

$$F_1 = A_{\text{П}} \cdot H_{\text{ст}} - F_{\text{внк}}, \quad (3.7)$$

- для стіни, орієнтованої на північ та південь, перший поверх

$$F_{1.1} = 20,6 \cdot 3 - 2,25 = 59,55 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на північ та південь, інші поверхи

$$F_{1.2} = 20,6 \cdot 22,15 - 15,75 = 456,29 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на схід, перший поверх

$$F_3 = 60,6 \cdot 3 - 63 = 118,8 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на захід, перший поверх

$$F_3 = 60,6 \cdot 3 - 72 = 109,8 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на схід та захід, інші поверхи

$$F_3 = 60,6 \cdot 22,15 - 504 = 838,29 \text{ м}^2;$$

### 3.1.10 Визначаємо площу перекриття, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{пер}} = (a_1 + 0,5\delta_1) (b_1 + 0,5\delta_1), \quad (3.8)$$

$$F_{\text{пер}} = (60 + 0,5 \cdot 0,3) (20 + 0,5 \cdot 0,3) = 1212,02 \text{ м}^2.$$

### 3.1.11 Розрахункова різниця температур:

- при висоті приміщення  $H_{\text{п}} \leq 4$  м різниця температур, °C

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}, \quad (3.9)$$

$$\Delta t_1 = 22 - (-20) = 42 \text{ °C};$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						20
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.1.12 Визначення теплових втрат через підлогу

Для визначення теплових втрат через підлогу розподіляємо її на 4 зони (рисунок 3.1).

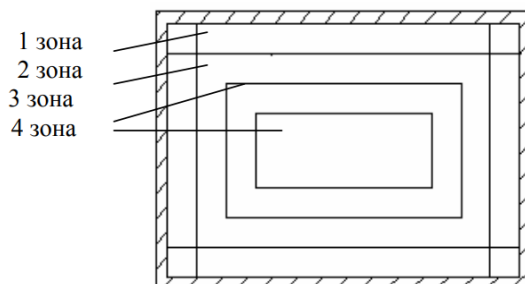


Рисунок 3.1 – Поділ площі підлоги на зони

Згідно вихідних даних розмір підлоги дорівнює : $F_{\text{п}}=60 \cdot 20=1200 \text{ м}^2$ , таким чином площі зон

$$F_{\text{I}} = 1200 - ((60 - 4) \cdot (20 - 4)) = 1200 - 896 = 304 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{II}} = 896 - ((56 - 4) \cdot (16 - 4)) = 896 - 624 = 272 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{III}} = 624 - ((52 - 4) \cdot (12 - 4)) = 624 - 384 = 240 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{IV}} = 48 \cdot 8 = 384 \text{ м}^2;$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги складають [2]

- для першої зони -  $r_1 = 2,15 \text{ ( м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$  ;

- для другої зони -  $r_2 = 4,3 \text{ ( м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$ ;

- для третьої зони -  $r_3 = 8,6 \text{ ( м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$ ;

- для четвертої зони -  $r_4 = 14,2 \text{ ( м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$ .

3.1.13 Теплові втрати, кВт, для підлоги розраховуються окремо до кожної зони відповідно, за формулою

$$Q = \frac{F_i}{r_i \cdot 1000} \cdot \Delta t_1, \text{ кВт} \quad (3.10)$$

$$Q_{\text{I}} = \frac{304}{2,15 \cdot 1000} \cdot 42 = 5,93 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{II}} = \frac{272}{4,3 \cdot 1000} \cdot 42 = 2,65 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{III}} = \frac{240}{8,6 \cdot 1000} \cdot 42 = 1,17 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{IV}} = \frac{384}{14,2 \cdot 1000} \cdot 42 = 1,14 \text{ кВт};$$

Сумарні теплові втрати через підлогу складають

$$\Sigma Q = 5,93 + 2,65 + 1,17 + 1,14 = 10,89 \text{ кВт}.$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						21
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.14 Втрати теплоти через зовнішні огороження приміщення визначаємо при коефіцієнті  $n = 1$  для вертикальних зовнішніх стін і  $n = 1$  для перекриття без горища. Результати розрахунків зводимо в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків навантажень на опалення

Зовнішнє огороження	Орієнтація за сторонами світу	Поверхня огороження $F_i, \text{м}^2$	Розрахункова різниця температур $\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	Коефіцієнт теплопередачі $K_i, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	Втрати теплоти через огороження $Q_{\text{обг.}i}, \text{кВт}$	Додаткові втрати, %	Втрати теплоти, враховуючи додаткові, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8
Перший поверх							
Зовнішня Стіна	Пн	59,55	42	1,08	2,701	0	2,701
Зовнішня Стіна	Пд	59,55	42	1,08	2,701	0	2,701
Зовнішня Стіна	Зх	109,8	42	1,08	4,981	5	5,23
Зовнішня Стіна	Сх	118,8	42	1,08	5,389	0	5,389
Вікна	Пн	4,5	42	3,23	0,61	0	0,61
Вікна	Пд	4,5	42	3,23	0,61	0	0,61
Вікна	Сх	63	42	3,23	8,55	0	8,55
Вікна	Зх	72	42	3,23	9,768	5	10,256
Інші поверхи							
Зовнішня Стіна	Пн	358,86	42	1,08	16,278	0	16,278
Зовнішня Стіна	Пд	358,86	42	1,08	16,278	0	16,278
Зовнішня Стіна	Сх	838,29	42	1,08	38,025	0	38,025

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Зовнішня Стіна	Зх	838,29	42	1,08	38,025	5	39,926
Вікна	Пн	15,75	42	3,23	2,137	0	2,137
Вікна	Пд	15,75	42	3,23	2,137	0	2,137
Вікна	Сх	504	42	3,23	68,373	0	68,373
Вікна	Зх	504	42	3,23	68,373	5	71,791
Перекриття	-	1212,02	42	1,04	52,941	-	52,941
Підлога	-	-		-	10,89	-	10,89
Всього	354,823						

3.1.15 Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря враховують тільки для вікон в розмірі 15% від основних теплових втрат через вікна

$$Q_{\text{інф}} = (0,61 + 0,61 + 8,55 + 10,256 + 2,137 + 2,137 + 68,373 + 71,791) \cdot 0,15 = 24,67 \text{ кВт.}$$

3.1.16. Сумарні теплові втрати приміщенням, кВт, розраховуються за формулою

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{обг.і}} + Q_{\text{інф}} \quad (3.11)$$

$$Q_{\text{втр}} = 354,823 + 24,67 = 379,493 \text{ кВт.}$$

3.1.17 Річна витрата теплоти на опалення, кВт [6]

$$Q_o^{\text{рік}} = Q_o^{\text{сп}} \cdot n_o \cdot 24 \cdot 3600 \quad (3.12)$$

$$Q_o^{\text{сп}} = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{сп.о.}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о.}}}, \quad (3.13)$$

$$Q_o^{\text{сп}} = 379,493 \cdot \frac{22 + 0,1}{22 - (-20)} = 199,686 \text{ кВт,}$$

$$Q_o^{\text{рік}} = 199,686 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 = 3037 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік.}$$

Результати розрахунків витрат теплоти на опалення для двох будинків зводимо у таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків витрат теплоти на опалення для двох будинків

Найменування величини	Позначення	Одиниця	Величина
1 Річна витрата теплоти на опалення	$Q_o^{\text{рік}}$	МДж / рік	$6074 \cdot 10^3$
2 Максимальна витрата теплоти на опалення	$Q_{\text{втр}}$	кВт	758,986
3 Середня витрата теплоти на опалення	$Q_o^{\text{сп}}$	кВт	399,372



### 3.2 Розрахунок витрат теплоти на гаряче водопостачання

Вихідні дані:

- загальна кількість мешканців– 1060 чел/буд;
- будинок – має 8 поверхів на кожному на поверсі 32 квартири. В кожній квартирі кухня з 1 мийкою, 1 душ, 1 умивальник.

Оскільки обидва будинки мають однакові габаритні розміри та розрахункову кількість мешканців, розрахунки виконуємо для одного будинку.

#### 3.2.1 Розрахуємо імовірність працездатності водорозбірних приладів $P$

$$P = \frac{g_{\text{вит.год.}} \cdot U}{3600 \cdot g \cdot N}, \quad (3.14)$$

де  $g_{\text{вит.год.}}$  – норма витрати гарячої води одним споживачем за годину найбільшого водоспоживання, кг/год [2];

$U$  – кількість жителів;

$g$  – секундна витрата води водорозбірними приладами, кг/с;

$N$  – загальна кількість водорозбірних приладів.

Секундна норма витрати  $g$ , кг/с

$$g = g_m + g_d + g_{\text{ум}}, \quad (3.15)$$

де  $g_m$  – секундна витрата гарячої води змішувача мийки, кг/с, ;

$g_d$  – секундна витрата гарячої води змішувача душу, кг/с [2];

$g_{\text{ум}}$  – секундна витрата гарячої води змішувача умивальника, кг/с [2].

$$g = 0,14 + 0,07 + 0,1 = 0,31 \text{ кг/с.}$$

Кількість водорозбірних приладів розраховується виходячи з кількості квартир на будинок  $N$ , шт.

$$N = N_{\text{кв}} \cdot N_{\text{пов}} \cdot n_{\text{пр}},$$

де  $N_{\text{кв}}$  – кількість квартир на одному поверсі будинку  $N_{\text{кв}}=32$ ;

$N_{\text{пов}}$  – кількість поверхів,  $N_{\text{пов}} = 8$ ;

$n_{\text{пр}}$  – кількість водорозбірних приладів на 1 квартиру  $n_{\text{пр}}=3$ .

Тоді кількість водорозбірних пристроїв складає

$$N = 32 \cdot 8 \cdot 3 = 768 \text{ шт.}$$

Виходячи з вище наведених розрахунків, імовірність працездатності водорозбірних приладів:

$$P = \frac{7,9 \cdot 1060}{3600 \cdot 0,31 \cdot 768} = 0,01.$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						24
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.2 Витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання  $G_{\text{год}}$ , кг/год

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot g_d \cdot K_{\text{вит.д}} \cdot \alpha_{\text{год}}, \quad (3.16)$$

де  $K_{\text{вит.д.}}$  – коефіцієнт використання водорозбірного приладу, найбільш характерного у використанні, за годину найбільшого водоспоживання [2], приймаємо змішувач душа  $K_{\text{вит.д.}} = 0,42$ ;

$\alpha_{\text{год}} = f(N; P)$  – безрозмірна величина яка визначається по формулі 3.17.

$$N \cdot P_{\text{год}} = N \cdot \frac{P}{K_{\text{вит.ум}}}, \quad (3.17)$$

$$N \cdot P_{\text{год}} = 768 \cdot \frac{0,01}{0,42} = 18,29.$$

За отриманим значенням відповідно до [4] знаходимо  $\alpha_{\text{год}} = 6,5$ , тоді

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \cdot 0,42 \cdot 6,5 = 4914 \text{ кг/с.}$$

3.2.3 Максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання  $Q_{\text{г.в. макс}}$ , Вт

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{max}} = 1,163 \cdot G_{\text{год}} \cdot (t_{\text{г.сер}} - t_{\text{х.з.}}) + Q_{\text{п}} + Q_{\text{ц}}, \quad (3.18)$$

де  $t_{\text{г.сер}}$  – середня температура гарячої води,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{х.в.}}$  – температура холодної водопровідної води в холодний період,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$Q_{\text{п}} + Q_{\text{ц}}$  – витрати теплоти подавальними і циркуляційними трубопроводами ГВП, кВт [2]

$$Q_{\text{п}} + Q_{\text{ц}} = 0,05 \cdot Q_{\text{о}}, \quad (3.19)$$

$$Q_{\text{п}} + Q_{\text{ц}} = 0,05 \cdot 379,493 = 18,97 \text{ кВт.}$$

Середня температура гарячої води  $t_{\text{г.сер}}$ ,  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{г.сер}} = \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{в.п.}}}{2}, \quad (3.20)$$

де  $t_{\text{в.п.}}$  – температура гарячої води у водорозбірних приладах споживачів,  $^{\circ}\text{C}$ .

Враховуючи втрати, приймаємо  $t_{\text{в.п.}} = 50^{\circ}\text{C}$ , маємо  $t_{\text{г.сер}} = \frac{60 + 50}{2} = 55^{\circ}\text{C}$ .

Тоді, максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{max}} = (1,163 \cdot 4914 \cdot (55 - 5)) + 18970 = 304719 \text{ Вт.}$$

3.2.4 Середню витрату теплоти на ГВП будемо розраховувати за збільшеними показниками [5], згідно яких:

$$Q_{\text{ГВПсер}} = Q_{\text{ГВПmax}} / (2 \dots 2,4),$$

$$Q_{\text{ГВПсер}} = 304,719 / 2 = 152,36 \text{ кВт,}$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						25
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.2.5 Середньодобова витрата теплоти на ГВП в літній період $Q_{Г.В.}^{л.сер}$ , Вт

$$Q_{Г.В.}^{л.сер} = Q_{Г.В.}^{сер} \cdot \frac{55 - t_{х.л.}}{55 - t_{х.з.}} \cdot \beta \quad (3.22)$$

де  $t_{х.л.}$  – температура холодної води в літній період,  $t_{х.л.} = 15^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{х.з.}$  – температура холодної води в опалювальний період,  $t_{х.з.} = 5^{\circ}\text{C}$ ;

$\beta$  – коефіцієнт, який враховує зниження середньої витрати води на гаряче водопостачання,  $\beta=0,8$  [9].

$$Q_{Г.В.}^{л.сер} = 152360 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 97510 \text{ Вт.}$$

### 3.2.6 Річна витрата теплоти $Q_{Г.В.}^{рік}$ , МДж/рік .

$$Q_{Г.В.}^{рік} = [Q_{Г.В.}^{сер} \cdot n_o + Q_{Г.В.}^{сер.л} \cdot (350 - n_o)] \cdot 24 \cdot 3600, \quad (3.23)$$

$$Q_{Г.В.}^{рік} = [152360 \cdot 176 + 97510 \cdot (350 - 176)] \cdot 24 \cdot 3600 = 3783 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік.}$$

Отримані результати для двох будинків зводимо в таблицю 3.3.

Таблиця 3.3 – Результатаи розрахунків витрат на ГВП для двох будинків

Найменування величини	Позначення	Одиниці вимірювання	Величина
1. Середня теплова потужність за опалювальний період	$Q_{ГВП.сер}$	кВт	304,72
2. Максимальна теплова потужність	$Q_{ГВП.макс}$	кВт	609,44
3. Річна теплова потужність	$Q_{ГВП.річ}$	МДж/рік	$7566 \cdot 10^3$

Для вибору схеми підігріву води для потреб ГВП визначимо відношення максимальної витрати теплоти на ГВП до максимальної витрати теплоти на опалення

$$\frac{Q_{ГВП}^{max}}{Q_o^{max}} = \frac{304,719}{379,493} = 0,803. \quad (3.24)$$

Оскільки отримане значення в межах від 0,2 до 1, отже для підігріву води на ГВП обираємо двоступеневу схему (див. рис.2.2).

Дані по річним витратам для двох будівель зводимо в таблицю 3.4

Таблиця 3.4 – Річні витрати теплоти для двох будівель

Найменування	Позначення	Величина, МДж/рік
Опалення	$Q_o^{рік}$	$6,074 \cdot 10^6$
Гаряче водопостачання	$Q_{г.в.}^{рік}$	$7,566 \cdot 10^6$
Сумарна витрата	$Q_{\Sigma}^{рік}$	$13,64 \cdot 10^6$

### 3.3 Висновки до розділу 3

В даному розділі були розраховані теплові навантаження споживачів, річні витрати на опалення та гаряче водопостачання, які є необхідними для подальшого розрахунку систем ЦТП. Отримані значення зведені в таблиці 3.2, 3.3, 3.4.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

## 4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

### 4.1 Тепловий та конструктивний розрахунок підігрівача системи опалення

Вихідні дані:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення  $Q_o=758,986$  кВт;
- температура води у прямому трубопроводі  $t_1 = 150$  °С;
- температура води у зворотному трубопроводі  $t_2 = 70$  °С;
- температура води у прямому трубопроводі системи опалення  $t_{21} = 95$  °С;
- температура води у зворотному трубопроводі системи опалення  $t_{22} = 65$  °С.

Середньологарифмічна різниця температур теплоносіїв у підігрівачі  $\overline{\Delta t}$ , °С. Графік зміни температур зображено на рисунку 4.1.

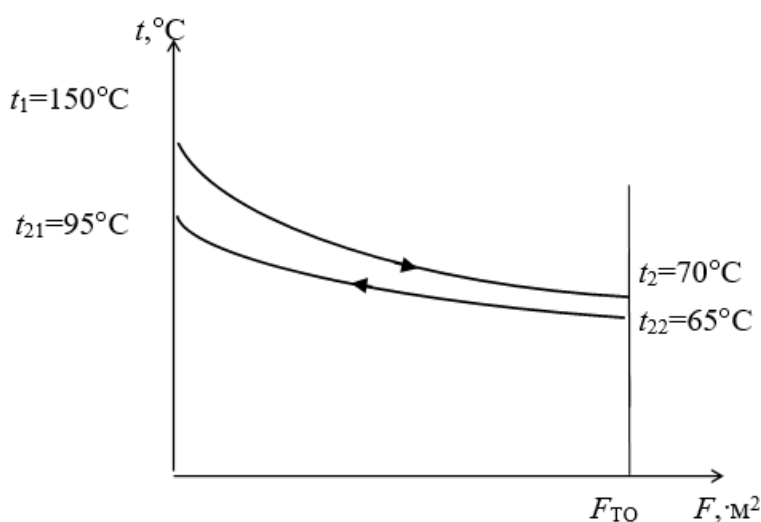


Рисунок 4.1 – Графік зміни температур теплоносіїв у підігрівачі

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (4.1)$$

Відповідно до рис. 4.1 визначаємо різниці температур.

- більша різниця температур:  $\Delta t_6 = 150 - 95 = 55$  °С;
- менша різниця температур:  $\Delta t_m = 70 - 65 = 5$  °С.

Тоді,

$$\overline{\Delta t} = \frac{55 - 5}{\ln \frac{55}{5}} = 21$$
 °С.

#### 4.1.1 Середні теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника.

а) середня температура гарячого теплоносія  $t_{cp1}$ , °C

$$t_{cp1} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad (4.2)$$

$$t_{cp1} = \frac{150 + 70}{2} = 110^\circ\text{C}.$$

По  $t_{cp1} = 110^\circ\text{C}$  з [4] знаходимо теплофізичні параметри

$$\rho_1 = 951 \text{ кг/м}^3; Pr_1 = 1,6; \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}.$$

б) середня температура холодного теплоносія  $t_{cp2}$ , °C

$$t_{cp2} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2},$$

$$t_{cp2} = \frac{95 + 65}{2} = 80^\circ\text{C}.$$

По  $t_{cp2} = 80^\circ\text{C}$  з [4] знаходимо теплофізичні параметри

$$\rho_2 = 971,8 \text{ кг/м}^3; Pr_2 = 1,95; \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}.$$

#### 4.1.2 Розрахунок витрат теплоносіїв.

а) витрати мережної води  $G_1$ , кг/с

$$G_1 = \frac{Q_o}{c_p \cdot (t_1 - t_2)}, \quad (4.3)$$

де  $Q_o$  – теплове навантаження системи опалення, кВт ;

$c_p$  – теплоємність води, кДж/кг · °C;

$t_1, t_2$  – температура подавального та зворотного трубопроводів зовнішньої тепломережі °C .

$$G_1 = \frac{758,986}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 2,266 \text{ кг/с}.$$

б) витрати води внутрішньої мережі опалення  $G_2$ , кг/с

$$G_2 = \frac{Q_o}{c_p \cdot (t_{21} - t_{22})},$$

де  $t_{21}, t_{22}$  – температура подавального та зворотного трубопроводів, внутрішньої тепломережі °C .

$$G_2 = \frac{758,986}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 6,042 \text{ кг/с}.$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						29
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4.1.3 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр [5]. Технічні характеристики пластин цього типу наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики пластини типу 0,5Пр

Найменування	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta^{\text{ст}}$ , мм	1380×550×1
Поверхня теплообміну $f_{\text{пл}}$ , м <sup>2</sup>	0,5
Вага (маса) $m$ , кг	5,6
Щілинні канали	
Крок гофрів $s$ , мм	20,8
Висота гофрів $h$ , мм	5
Кількість гофрів $n_{\text{г}}$ , шт.	48
еквівалентний діаметр каналу $d_{\text{екв}}$ , м	0,0096
Площа перерізу каналу $f_{\text{пл}}$ , м <sup>2</sup>	0,0024
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_{\text{шт}}$ , мм	150
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{\text{ст}}$ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	22
Гідравлічний коефіцієнт $c$	15
Приведена довжина каналу $L_{\text{пр}}$ , м	1,0

Оптимальне співвідношення кількості ходів для гарячого та холодного теплоносіїв

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{G_1}{G_2} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{\text{сп1}}}{1000 - t_{\text{сп2}}}, \quad (4.4)$$

де  $\Delta P_1$  – гідравлічний опір теплообмінника по гарячому теплоносію, Па;

$\Delta P_2$  – гідравлічний опір теплообмінника по холодному теплоносію, Па.

Приймаємо для початкових розрахунків  $\Delta P_1 = 5$  кПа,  $\Delta P_2 = 32$  кПа.

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{2,266}{6,042} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{5}{32} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 110}{1000 - 80} = 0,264.$$

Отримане значення – менше двох. По [6] приймаємо симетричну компоновку теплообмінника.

Кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію  $m_2$

$$m_2 = \frac{G_2}{W_{\text{опт}} \cdot f_{\text{к}} \cdot \rho_2}, \quad (4.5)$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

де  $W^{opt}$  – оптимальна швидкість теплоносія в одному каналі теплообмінника  
 $W^{opt} = 0,4 \text{ м/с}$  [2];

$f_k$  – площа поперечного перерізу одного міжпластинчатого каналу,  $\text{м}^2$  (див. таблицю 4.1);

$\rho_2$  – густина теплоносія, взятого при середній температурі  $t_{cp2} = 80^\circ\text{C}$ ,  $\text{кг/м}^3$ .

$$m_2 = \frac{6,042}{0,4 \cdot 0,0024 \cdot 978,1} = 6,43.$$

Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію рівним 6.

Кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію  $m_1$ .

При симетричній компоновці  $m_1 = m_2$  [4]. Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію рівним 6.

4.1.5 Фактичні швидкості теплоносіїв в каналах теплообмінника.

а) гарячого теплоносія  $W_1$ ,  $\text{м/с}$

$$W_1 = \frac{G_1}{f_k \cdot m_1 \cdot \rho_1}, \quad (4.6)$$

$$W_1 = \frac{2,266}{0,0024 \cdot 6 \cdot 951} = 0,165 \text{ м/с};$$

б) холодного теплоносія  $W_2$ ,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$

$$W_2 = \frac{G_2}{f_k \cdot m_2 \cdot \rho_2},$$

$$W_2 = \frac{6,042}{0,0024 \cdot 6 \cdot 978,1} = 0,429 \text{ м/с}.$$

4.1.6 Коефіцієнти тепловіддачі

а) з боку гарячого теплоносія  $\alpha_1$ ,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$

$$\alpha_1 = 1,16A(23000 + 283 \cdot t_{cp1} + 0,63 \cdot t_{cp1}^2) \cdot W_1^{0,73}, \quad (4.7)$$

де  $A$  – коефіцієнт який залежить від типу пластин, згідно [5], для пластин типу 0,5Пр  
 коефіцієнт  $A = 0,492$ ;

$t_{cp1}$  – середня температура гарячого теплоносія,  $^\circ\text{C}$ ;

$W_1$  – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника,  $\text{м/с}$ .

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						31
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Отримуємо наступний вираз

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 110 + 0,63 \cdot 110^2) \cdot 0,165^{0,73} = 9458 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

б) з боку холодного теплоносія  $\alpha_2$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C)

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 80 + 0,63 \cdot 80^2) \cdot 0,429^{0,73} = 15284 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

4.1.7 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·°C)

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_3}, \quad (4.8)$$

де  $\beta_1$  – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі ( $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95$ ), приймаю  $\beta_1 = 0,92$ ;

$R_3$  – термічний опір забрудненого шару, приймаю  $R_3 = 0,0002 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ .

$$k = \frac{0,92}{\frac{1}{9458} + \frac{1}{15284} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2208 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Площа поверхні нагріву  $F, \text{м}^2$

$$F = \frac{Q_o}{k \Delta t}, \quad (4.9)$$

де  $Q_o$  – максимальна витрата теплоти на опалення, Вт;

$\overline{\Delta t}$  – середньологарифмічна різниця температур, °C;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

$$F = \frac{758986}{2208 \cdot 21} = 16,37 \text{ м}^2.$$

Кількість ходів у теплообміннику  $X$

$$X = \frac{F + f_{\text{пл}}}{(m_2 + m_1) \cdot f_{\text{пл}}}, \quad (4.10)$$

де  $f_{\text{пл}}$  – площа теплообмінної поверхні однієї пластини, м<sup>2</sup>;

$m_2$  – кількість каналів в одному ході холодного теплоносія;

$m_1$  – кількість каналів в одному ході гарячого теплоносія.

$$X = \frac{16,37 + 0,5}{(6 + 6) \cdot 0,5} = 2,81.$$

Приймаємо найближче більше, ціле число ходів у теплообміннику – число ходів  $X = 3$ .

Загальна кількість пластин  $z_{\text{пл}}$ , шт.

$$z_{\text{пл}} = (m_2 + m_1) \cdot X + 1, \quad (4.11)$$

$$z_{\text{пл}} = (6 + 6) \cdot 3 + 1 = 37 \text{ шт.}$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						32
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарна площа нагріву теплообмінника  $F_1, \text{м}^2$

$$F_1 = f_{\text{пл}} z_{\text{пл}}, \quad (4.12)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 37 = 18,5 \text{ м}^2.$$

## 4.2 Гідравлічний розрахунок підігрівача системи опалення

### 4.2.1 Число Рейнольдса

а) по гарячому теплоносію  $Re_1$

$$Re_1 = \frac{W_1 d_{\text{екв}}}{\nu_1}, \quad (4.13)$$

де  $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр поперечного перерізу міжпластинного каналу, м.

$$Re_1 = \frac{0,165 \cdot 0,0096}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 5824;$$

б) по холодному теплоносію  $Re_2$

$$Re_2 = \frac{0,429 \cdot 0,0096}{0,326 \cdot 10^{-6}} = 12633.$$

### 4.2.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

а) по гарячому теплоносію  $\lambda_1$

$$\lambda_1 = \frac{c}{Re_1^{0,25}}, \quad (4.14)$$

де  $c$  – гідравлічний коефіцієнт який залежить від типу пластини;

$$\lambda_1 = \frac{15}{5824^{0,25}} = 1,717;$$

б) по холодному теплоносію  $\lambda_2$

$$\lambda_2 = \frac{15}{12633^{0,25}} = 1,415.$$

### 4.2.3 Втрати тиску

а) з боку гарячого теплоносія  $\Delta P_1, \text{Па}$

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{1}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{X \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (4.15)$$

де  $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр поперечного перерізу міжпластинного каналу, м.

$$\Delta P_1 = 1,717 \cdot \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{3 \cdot 951 \cdot 0,165^2}{2} = 6946 \text{ Па};$$

б) з боку холодного теплоносія  $\Delta P_2, \text{Па}$

$$\Delta P_2 = 1,415 \cdot \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{3 \cdot 971,8 \cdot 0,429^2}{2} = 39543 \text{ Па}.$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						33
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4.2.4 Розрахунок діаметрів патрубків

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W^{\max} = 1,5$  м/с;

а) патрубків мережної води  $D_1$ , м

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W^{\max}}}, \quad (4.16)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,266}{3,14 \cdot 951 \cdot 1,5}} = 0,045 \text{ м};$$

б) патрубків внутрішньої системи опалення  $D_2$ , м

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,042}{3,14 \cdot 971,8 \cdot 1,5}} = 0,073 \text{ м}.$$

Приймаємо найближчий за діаметр та відповідну товщину труби для патрубка по ГОСТ 8733-74:

–  $D_1$  – труба сталеві безшовна ГОСТ 8733-74\* 57х3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88;

–  $D_2$  – труба сталеві безшовна ГОСТ 8734-75 89х3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88.

Характеристики обраного теплообмінника зведені у таблицю 4.2

Таблиця 4.2 – Характеристики теплообмінника системи опалення

Найменування	Одиниця	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$	2208
2. Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	18,5
3. Втрати тиску з мережної сторони	Па	6946
4. Втрати тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	39543
5. Кількість ходів	шт.	3
6. Кількість пластин	шт.	37
7. Умовний діаметр патрубка мережної води	мм	80
8. Умовний діаметр патрубка внутрішньої системи опалення	мм	50

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків зображено на рисунку 4.2.

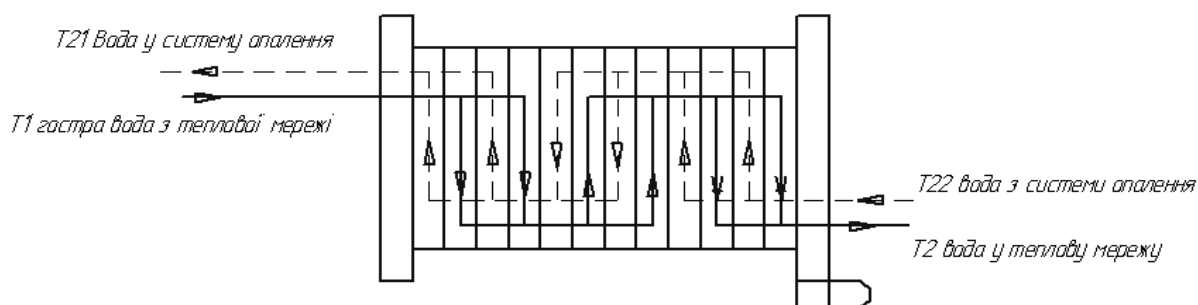


Рисунок 4.2 – Принципова схема теплообмінника системи опалення

#### 4.3 Висновки до розділу 4

В цьому розділі було розраховано характеристики теплообмінного апарату в ЦТП, призначеного для потреб опалення двох житлових будинків. Були розраховані та зведені в таблицю 4.2 основні конструктивні, гідравлічні параметри ТОА, а також діаметри патрубків.

## 5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Вихідні дані до розрахунків:

а) загальне максимальне теплове навантаження на гаряче

водопостачання  $Q_{г.в.}^{max} = 609,44$  кВт ;

б) розрахункова температура води: °C

- у прямому трубопроводі системи опалення  $t_{21} = 95^{\circ}\text{C}$ ;
- у зворотному трубопроводі системи опалення  $t_{22} = 65^{\circ}\text{C}$ ;
- у прямому трубопроводі  $t_1 = 150^{\circ}\text{C}$ ;
- у зворотному трубопроводі  $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$ ;
- гарячої води  $t_3 = 60^{\circ}\text{C}$ ;
- холодної води  $t_x = 5^{\circ}\text{C}$ ;

### 5.1 Розрахунок витрат теплоносіїв через ступені теплообмінного апарату

5.1.1 Середня температура води в опалювальних приладах  $t_{оп.пр}$ , °C

$$t_{оп.ср} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2}, \quad (5.1)$$

$$t_{оп.ср} = \frac{95 + 65}{2} = 80^{\circ}\text{C}.$$

Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка  $t_3^{3л}$ , °C

$$t_3^{3л} = t_{вн}^p - \varphi_{оп}^{3л} (t_{вн}^p - t_{р.о}^p), \quad (5.2)$$

де  $t_{р.о.}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення в холодний період;

$\varphi_{оп}^{3л}$  – опалювальний коефіцієнт, залежить кліматологічних даних;

$t_{вн}^p$  – розрахункова температура повітря всередині приміщення.

Опалювальний коефіцієнт  $\varphi_{оп}^{3л}$ , для м. Києва

$$\varphi_{оп}^{3л} = \frac{t_1 - t_{вн}^p - \frac{0,4 \cdot n}{1 + n} (t_{оп.ср} - t_{вн}^p)}{t_1 - t_{вн}^p}, \quad (5.3)$$

де  $t_1^{min}$  – мінімальна температура мережної води в точці зламу температурного графіку, °C;

$t_{вн}^p$  – розрахункова температура повітря всередині приміщення;

$n$  – коефіцієнт, який залежить від характеру руху води в опалювальних пристроях.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						36
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мінімальна температура мережної води в точці зламу температурного графіку становить 70 °С [4].

Приймаємо характер руху мережної води в пристроях зверху вниз. Тоді, коефіцієнт  $n$  становить 0,32.

Тоді,

$$\varphi_{оп}^{3л} = \frac{70 - 20 - \frac{0,4 \cdot 0,32}{1 + 0,32} \cdot (80 - 20)}{150 - 20} = 0,34.$$

Враховуючи вище наведені розрахунки температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка  $t_3^{3л}, ^\circ\text{C}$

$$t_3^{3л} = 20 - 0,34 \cdot (20 + 22) = 5,72 ^\circ\text{C}$$

Мінімальна температура мережної води у зворотному трубо-проводі  $t_2^{min}, ^\circ\text{C}$

$$t_2^{min} = t_1^{min} - (t_1 - t_2) \cdot \frac{t_{ВН}^P - t_3^{3л}}{t_{ВН}^P - t_{ро}}, \quad (5.4)$$

$$t_2^{min} = 70 - (150 - 70) \frac{20 - 5,72}{20 + 22} = 42,8 ^\circ\text{C}.$$

Температура нагрітої води після підігрівача першої ступені  $t_{п}, ^\circ\text{C}$ :

$$t_{п} = t_2^{min} - \delta, \quad (5.5)$$

де  $\delta$  – різниця температур мережної та води на ГВП (6...10°С) [5], приймаємо  $\delta = 10 ^\circ\text{C}$ .

$$t_{п} = 42,8 - 10 = 32,8 ^\circ\text{C}.$$

### 5.1.2 Теплове навантаження нагрівачів

а) Теплове навантаження підігрівача першої ступені  $Q_{г.в.1}, \text{Вт}$

$$Q_{г.в.1} = Q_{г.в.}^{\max} \frac{t_{п} - t_{х}}{t_3 - t_{х}}, \quad (5.6)$$

де  $Q_{г.в.}^{\max}$  – максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання, Вт;

$t_{х}$  – температура холодної води опалювальний період, °С;

$t_3$  – температура подавального трубопроводу ГВП, °С.

$$Q_{г.в.1} = 609440 \cdot \frac{32,8 - 5}{60 - 5} = 308044 \text{ Вт};$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						37
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

б) Теплове навантаження підігрівача другої ступені  $Q_{Г.В.2}$ , Вт

$$Q_{Г.В.2} = Q_{Г.В.}^{max} - Q_{Г.В.1}, \quad (5.7)$$

$$Q_{Г.В.2} = 609440 - 308044 = 301396 \text{ Вт.}$$

Масова витрата води на ГВП у підігрівачах 1 та 2 ступенів

а) масова витрата води на першу ступінь  $G_{Г.В.1}$ , кг/с

$$G_{Г.В.1} = \frac{Q_{Г.В.}^{max}}{c_p \cdot (t_{Г.} - t_{x})}, \quad (5.8)$$

$$G_{Г.В.1} = \frac{609440}{4187 \cdot (60 - 5)} = 2,646 \text{ кг/с;}$$

б) масова витрата води на другу ступінь  $G_{Г.В.2}$ , кг/с

$$G_{Г.В.2} = G_{Г.В.1} + 0,1 \cdot G_{Г.В.1}, \quad (5.9)$$

5.1.3 Витрата води на другу ступінь включає в себе рециркуляцію 10%.

$$G_{Г.В.2} = 2,646 + 0,1 \cdot 2,646 = 2,911 \text{ кг/с.}$$

Витрата мережної води у підігрівачі другої ступені  $G_{Г2}$ , кг/с

$$G_{Г2} = \frac{Q_{Г.В.2}}{c_p (t_1^{\min} - t_2^{\min})}, \quad (5.10)$$

$$G_{Г2} = \frac{301396}{4187(70 - 42,8)} = 2,646 \text{ кг/с.}$$

5.1.4 Витрата тепла на опалення при температурі зовнішнього повітря, рівній температурі у точці зламу  $Q_o^{3л}$ , Вт

$$Q_o^{3л} = Q_o \frac{t_{ВН}^p - t_3^{3л}}{t_{ВН}^p - t_{p.o.}}, \quad (5.11)$$

$$Q_o^{3л} = 758986 \cdot \frac{20 - 5,72}{20 + 22} = 258055 \text{ Вт.}$$

5.1.5 Витрата мережної води на опалення у точці злому  $G_{оп}^{3л}$ , кг/с

$$G_{оп}^{3л} = \frac{Q_o^{3л}}{c_p (t_1^{\min} - t_2^{\min})}, \quad (5.12)$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						38
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{\text{оп}}^{\text{зл}} = \frac{258055}{4187 \cdot (70 - 42,8)} = 2,266 \text{ кг/с.}$$

5.1.6 Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водонагрівача  $G_{\text{Г1}}$ , кг/с

$$G_{\text{Г1}} = \varphi(G_{\text{Г2}} + G_{\text{оп}}^{\text{зл}}), \quad (5.13)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, яка не попадає у першу ступінь водонагрівача. Приймаємо  $\varphi = 0,85$  [7].

$$G_{\text{Г1}} = 0,85 \cdot (2,464 + 2,266) = 4,021 \text{ кг/с.}$$

5.1.7 Температура мережної води на виході з першої ступені підігріву  $t_2^{\text{зб}}$ , °C

$$t_2^{\text{зб}} = t_2^{\text{мін}} - \frac{Q_{\text{Г.В.1}}}{c_p \cdot G_{\text{Г1}}}, \quad (5.14)$$

$$t_2^{\text{зб}} = 42,8 - \frac{308044}{4187 \cdot 4,021} = 24,5 \text{ °C.}$$

## 5.2 Розрахунок теплообмінника ГВП першої ступені

Вихідні дані:

- загальне максимальне теплове навантаження на першу ступінь  $Q_{\text{Г.В.1}} = 308044$  Вт;
- температура мережної води на вході  $t'_1 = t_2^{\text{мін}} = 42,8 \text{ °C}$ ;
- температура мережної води на виході  $t''_1 = t_p = 24,5 \text{ °C}$ ;
- температура холодної води  $t'_2 = t_x = 5 \text{ °C}$ ;
- температура гарячої води на виході з першої ступені  $t''_2 = t_p = 32,8 \text{ °C}$ .

### 5.2.1 Тепловий розрахунок теплообмінника ГВП першої ступені

5.2.1.1 Середньологарифмічна різниця температур теплоносіїв у підігрівачі  $\overline{\Delta t}$ , °C. Графік зміни температур теплоносіїв зображено на рисунку 5.1.

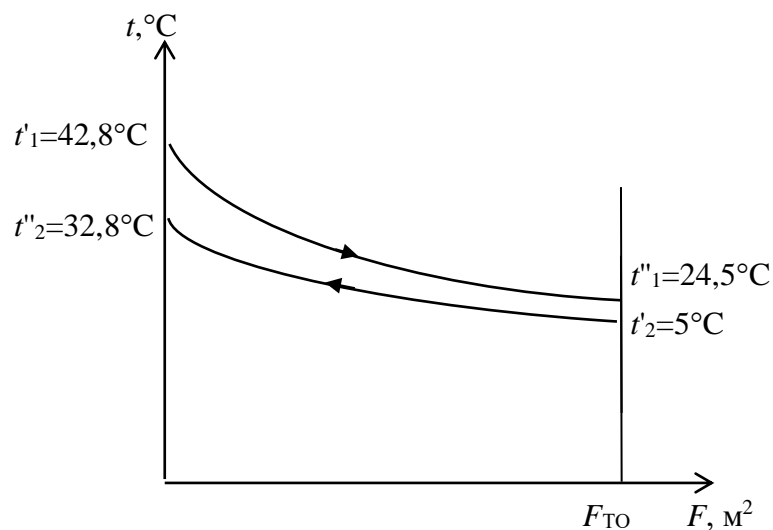


Рисунок 5.1 – Графік зміни температур теплоносіїв

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39



$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_M}}, \quad (5.15)$$

Згідно з рисунком 5.1

- більша різниця температур:  $\Delta t_M = 24,5 - 5 = 19,5^\circ\text{C}$ ;
- менша різниця температур:  $\Delta t_M = 42,8 - 32,8 = 10^\circ\text{C}$ .

Тоді,

$$\Delta \bar{t} = \frac{19,5 - 10}{\ln \frac{19,5}{10}} = 14,23^\circ\text{C}.$$

#### 5.2.1.2 Середні теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника

а) середня температура гарячого теплоносія  $t_{cp1}$ ,  $^\circ\text{C}$

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_2''}{2}, \quad (5.16)$$

$$t_{cp1} = \frac{42,8 + 24,5}{2} = 33,65^\circ\text{C};$$

По  $t_{cp1} = 33,65^\circ\text{C}$  з [4] знаходимо теплофізичні параметри

$$\rho_1 = 994,42 \text{ кг/м}^3; \quad Pr_1 = 5,01; \quad \nu_1 = 0,752 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_1 = 62,42 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)};$$

б) середня температура холодного теплоносія  $t_{cp1}$ ,  $^\circ\text{C}$

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2},$$

$$t_{cp2} = \frac{32,8 + 5}{2} = 18,9^\circ\text{C}.$$

По  $t_{cp2} = 18,9^\circ\text{C}$  за [4] знаходимо теплофізичні параметри

$$\rho_2 = 998,4 \text{ кг/м}^3; \quad P_2 = 7,3; \quad \nu_2 = 1,037 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_2 = 59,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

#### 5.2.1.3 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр [6]. Технічні характеристики пластини приведені у таблиці 4.1.

Оптимальне співвідношення кількості ходів для гарячого та холодного теплоносіїв

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{G_{r1}}{G_{г.в.1}} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{cp1}}{1000 - t_{cp2}}, \quad (5.17)$$

де  $\Delta P_1$ – гідравлічний опір теплообмінника по гарячому теплоносію, Па;

$\Delta P_2$ – гідравлічний опір теплообмінника по холодному теплоносію, Па.

Приймаємо для початкових розрахунків  $\Delta P_1 = 60 \text{ кПа}$ ,  $\Delta P_2 = 100 \text{ кПа}$ .

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						40
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{4,021}{2,646} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{60}{100} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 33,65}{1000 - 18,9} = 1,072.$$

Отримане значення  $\frac{X_1}{X_2}$  – менше двох. По [4] приймаємо симетричну компоновку

теплообмінника.

5.2.1.4 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію  $m_2$

$$m_2 = \frac{G_{г.в.1}}{W^{opt} \cdot f_k \cdot \rho_2}, \quad (5.18)$$

де  $W^{opt}$  – оптимальна швидкість теплоносія в одному каналі теплообмінника

$W^{opt} = 0,4$  м/с[6];

$f_k$  – площа поперечного перерізу одного міжпластичатого каналу, Па (див. таблицю 4.1);

$\rho_2$  – густина теплоносія, взятого при середній температурі  $t_{cp2} = 18,6^\circ\text{C}$ , кг/м<sup>3</sup>.

$$m_2 = \frac{2,646}{0,4 \cdot 0,0024 \cdot 998,4} = 2,761.$$

Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію рівним 3.

Кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію  $m_1$

При симетричній компоновці  $m_1 = m_2$  [6]. Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію рівним 3.

5.2.1.5 Фактичні швидкості теплоносіїв в каналах теплообмінника.

а) гарячого теплоносія  $W_1$ , м/с

$$W_1 = \frac{G_{г1}}{f_k \cdot m_1 \cdot \rho_1}, \quad (5.19)$$

$$W_1 = \frac{4,021}{0,0024 \cdot 5 \cdot 994,42} = 0,337 \text{ м/с};$$

б) холодного теплоносія  $W_2$ , м/с

$$W_2 = \frac{G_{г.в.1}}{f_k \cdot m_2 \cdot \rho_2}, \quad (5.20)$$

$$W_2 = \frac{2,646}{0,0024 \cdot 5 \cdot 998,4} = 0,221 \text{ м/с}.$$

5.2.1.6 Коефіцієнти тепловіддачі

а) з боку гарячого теплоносія  $\alpha_1$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C)

$$\alpha_1 = 1,16A \left( 23000 + 283 \cdot t_{cp1} + 0,63 \cdot t_{cp1}^2 \right) \cdot W_1^{0,73}, \quad (5.21)$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						41
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $A$  – коефіцієнт який залежить від типу пластин, згідно [4], для пластин типу 0,5Пр  
коефіцієнт  $A=0,492$ ;

$t_{cp1}$  – середня температура гарячого теплоносія, °C;

$W_1$  – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника, м/с.

Маємо

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 33,65 + 0,63 \cdot 33,65^2) \cdot 0,337^{0,73} = 8574,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

б) з боку холодного теплоносія  $\alpha_2$ , Вт/(м<sup>2</sup> · °C)

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 18,9 + 0,63 \cdot 18,9^2) \cdot 0,221^{0,73} = 5417,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

5.2.1.7 Коефіцієнт теплопередачі  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup> · °C)

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_3}, \quad (5.22)$$

де  $\beta_1$  – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі ( $\beta_1=0,92\dots0,95$ ), приймаю  $\beta_1=0,95$ .

$R_3$  – термічний опір забрудненого шару, приймаю  $R_3 = 0,0002 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}/\text{Вт}$ .

$$k = \frac{0,95}{\frac{1}{8574,4} + \frac{1}{5417,5} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1737,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

5.2.1.8 Площа поверхні нагріву  $F$ , м<sup>2</sup>

$$F = \frac{Q_{г.в.1}}{k \Delta t}, \quad (5.23)$$

де  $Q_{г.в.1}$  – теплове навантаження на підігрівач ГВП першої ступені, Вт;

$\Delta t$  – середньологарифмічна різниця температур, °C;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup> · °C).

$$F = \frac{308044}{1737,8 \cdot 14,23} = 12,46 \text{ м}^2.$$

5.2.1.9 Кількість ходів у теплообміннику  $X$

$$X = \frac{F + f_{пл}}{(m_2 + m_1) \cdot f_{пл}}, \quad (5.24)$$

де  $f_{пл}$  – площа теплообмінної поверхні однієї пластини, м<sup>2</sup>;

$m_2$  – кількість каналів в одному ході холодного теплоносія;

$m_1$  – кількість каналів в одному ході гарячого теплоносія.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						42
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$X = \frac{12,46 + 0,5}{(3 + 3) \cdot 0,5} = 4,32.$$

Приймаємо найближче більше, ціле число ходів у теплообміннику – число ходів  $X = 4$ .

5.2.1.10 Загальна кількість пластин  $z_{пл}$ , шт.

$$z_{пл} = (m_2 + m_1) \cdot X + 1, \quad (5.25)$$

$$z_{пл} = (3 + 3) \cdot 4 + 1 = 25 \text{ шт.}$$

Сумарна площа нагріву теплообмінника  $F_1$ ,  $m^2$

$$F_1 = f_{пл} z_{пл}, \quad (5.26)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 25 = 12,5 m^2.$$

5.2.2 Гідравлічний розрахунок

5.2.2.1 Число Рейнольдса

а) по гарячому теплоносію  $Re_1$

$$Re_1 = \frac{W_1 d_{екв}}{\nu_1}, \quad (5.27)$$

де  $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр поперечного перерізу міжпластинного каналу, м;

$$Re_1 = \frac{0,337 \cdot 0,009}{0,752 \cdot 10^{-6}} = 4033;$$

б) по холодному теплоносію  $Re_2$

$$Re_2 = \frac{0,221 \cdot 0,009}{1,037 \cdot 10^{-6}} = 1918.$$

5.2.2.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

а) по гарячому теплоносію  $\lambda_1$

$$\lambda_1 = \frac{c}{Re_1^{0,25}}, \quad (5.28)$$

де  $c$  – гідравлічний коефіцієнт який залежить від типу пластини;

$$\lambda_1 = \frac{15}{4033^{0,25}} = 1,882;$$

б) по холодному теплоносію  $\lambda_2$  за формулою 5.28

$$\lambda_2 = \frac{15}{3492^{0,25}} = 2,267.$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						43
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 5.2.2.3 Втрати тиску

а) з боку гарячого теплоносія  $\Delta P_1$ , Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{1}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{X \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (5.29)$$

де  $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр поперечного перерізу міжпластинного каналу, м;

$$\Delta P_1 = 1,882 \cdot \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{4 \cdot 994,42 \cdot 0,337^2}{2} = 44280 \text{ Па};$$

б) з боку холодного теплоносія  $\Delta P_2$ , Па

$$\Delta P_2 = 2,267 \cdot \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{4 \cdot 994,42 \cdot 0,221^2}{2} = 22938 \text{ Па}.$$

### 5.2.2.4 Розрахунок діаметрів патрубків

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W^{\text{max}} = 1,5 \text{ м/с}$ ;

а) патрубков мережної води  $D_1$ , м

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{r1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W^{\text{max}}}}, \quad (5.30)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,021}{3,14 \cdot 998,4 \cdot 1,5}} = 0,061 \text{ м};$$

б) патрубков внутрішньої системи опалення  $D_2$ , м

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,646}{3,14 \cdot 994,42 \cdot 1,5}} = 0,048 \text{ м}.$$

Приймаємо найближчий за діаметр та відповідну товщину труби для патрубка по ГОСТ 8733-74\*:

–  $D_1$  – труба сталевая безшовна ГОСТ 8733-74\* 76x3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88;

–  $D_2$  – труба сталевая безшовна ГОСТ 8734-75 57x3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88.

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 5.2.

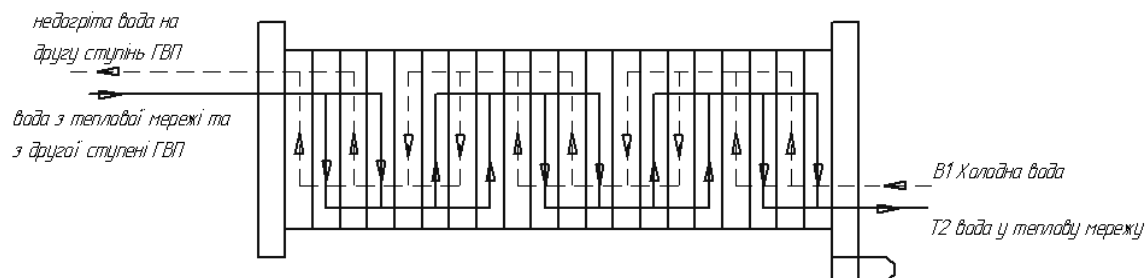


Рисунок 5.2 – Принципова схема теплообмінника системи ГВП 1 ступені

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 5.2

Таблиця 5.2 - Характеристики теплообмінника системи ГВП 1 ступені

Найменування	Одиниці вимірювання	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	1737,8
2. Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	12,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	44280
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	22938
5. Кількість ходів	шт.	4
6. Кількість пластин	шт.	25
7. Умовний діаметр патрубків мережної води	мм	65
8. Умовний діаметр патрубків системи ГВП	мм	50

### 5.3 Розрахунок теплообмінника другої ступені підігріву

Вихідні дані:

- загальне максимальне теплове навантаження на другу ступінь  $Q_{Г.В.2} = 301396$  Вт;
- температура мережної води на вході  $t'_1 = t_{пр}^{min} = 70$  °C ;
- температура мережної води на виході  $t''_1 = t_{зв}^{min} = 42,8$  °C;
- температура гарячої води на виході з другої ступені  $t''_2 = t_r = 60$  °C.

#### 5.3.1 Тепловий розрахунок

5.3.1.1 Температура гарячої води на вході в другу ступінь підігрівача ГВП  $t'_2$ , °C:

$$t'_2 = t''_2 - \frac{Q_{Г.В.2}}{G_{Г.В.2} \cdot c_p}, \quad (5.31)$$

$$t'_2 = 60 - \frac{301396}{2,911 \cdot 4187} = 35,27 \text{ °C.}$$

Середньологарифмічна різниця температур теплоносіїв у підігрівачі  $\overline{\Delta t}$ , °C

Графік зміни температур теплоносіїв зображено на рисунку 5.3.

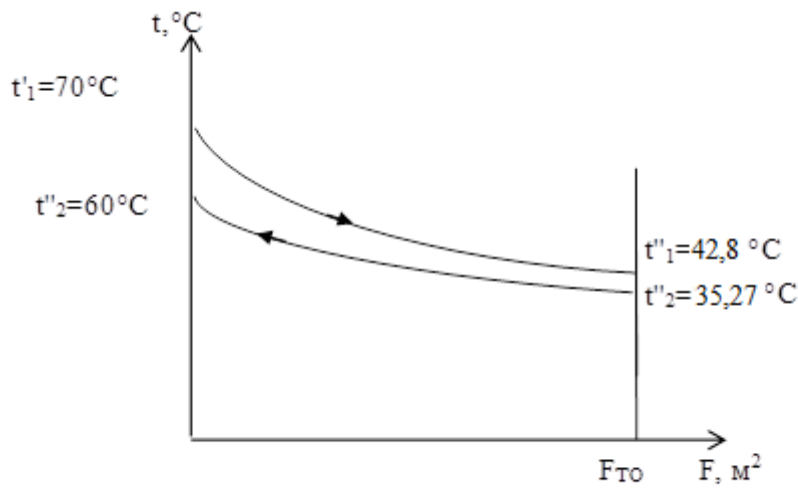


Рисунок 5.3 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (5.32)$$

Згідно з рисунком 5.3 визначаємо:

- більша різниця температур:  $\Delta t_6 = 70 - 60 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- менша різниця температур:  $\Delta t_6 = 42,8 - 35,27 = 7,53 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Тоді,

$$\overline{\Delta t} = \frac{10 - 7,53}{\ln \frac{10}{7,53}} = 8,71 \text{ }^\circ\text{C}$$

Середні теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника.

а) середня температура гарячого теплоносія  $t_{cp1}$ ,  $^\circ\text{C}$

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \quad (5.33)$$

$$t_{cp1} = \frac{70 + 42,8}{2} = 56,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По  $t_{cp1} = 56,4 \text{ }^\circ\text{C}$  з [4] знаходимо теплофізичні параметри

$$\rho_1 = 984,96 \text{ кг/м}^3; \quad Pr_1 = 3,18; \quad \nu_1 = 0,506 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_1 = 65,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{ }^\circ\text{C)};$$

б) середня температура холодного теплоносія  $t_{cp2}$ ,  $^\circ\text{C}$

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2},$$

$$t_{cp2} = \frac{60 + 35,27}{2} = 47,64 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По  $t_{cp2} = 47,64 \text{ }^\circ\text{C}$  з [4] знаходимо теплофізичні параметри

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$\rho_2 = 989,58 \text{ кг/м}^3; Pr_2 = 3,72; \nu_2 = 0,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 64,49 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)}.$$

### 5.3.1.2 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаємо пластини типу 0,5Пр [5]. Технічні характеристики пластини приведені у таблиці 4.1.

Оптимальне співвідношення кількості ходів для гарячого та холодного теплоносіїв

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{G_{r2}}{G_{r.в.2}} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{cp1}}{1000 - t_{cp2}}, \quad (5.34)$$

де  $\Delta P_1$  – гідравлічний опір теплообмінника по гарячому теплоносію, Па;

$\Delta P_2$  – гідравлічний опір теплообмінника по холодному теплоносію, Па.

Приймаємо для початкових розрахунків  $\Delta P_1 = 30$  кПа,  $\Delta P_2 = 20$  кПа.

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{2,646}{2,911} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{30}{20} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 56,4}{1000 - 47,64} = 1,081.$$

Отримане значення – менше двох. По [6] приймаємо симетричну компоновку теплообмінника.

### 5.3.1.3 Кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію $m_2$

$$m_2 = \frac{G_{r.в.2}}{W^{\text{опт}} \cdot f_k \cdot \rho_2}, \quad (5.35)$$

де  $W^{\text{опт}}$  – оптимальна швидкість теплоносія в одному каналі теплообмінника  $W^{\text{опт}} = 0,4$  м/с [2];

$f_k$  – площа поперечного перерізу одного міжпластичатого каналу, Па (див. табл. 4.1);

$\rho_2$  – густина теплоносія, взятого при середній температурі  $t_{cp2} = 47,64$  °С, кг/м<sup>3</sup>.

$$m_2 = \frac{2,911}{0,4 \cdot 0,0024 \cdot 989,58} = 3,064.$$

Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по холодному теплоносію рівним 3.

Кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію  $m_1$

При симетричній компоновці  $m_1 = m_2$  [6]. Приймаємо кількість каналів в одному ході теплообмінника по гарячому теплоносію рівним 3.

### 5.3.1.4 Фактичні швидкості теплоносіїв в каналах теплообмінника.

а) гарячого теплоносія  $W_1$ , м/с

$$W_1 = \frac{G_{r2}}{f_k \cdot m_1 \cdot \rho_1}, \quad (5.36)$$

$$W_1 = \frac{2,646}{0,0024 \cdot 3 \cdot 984,96} = 0,373 \text{ м/с};$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						47
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



б) холодного теплоносія  $W_2$ , м/с

$$W_2 = \frac{G_{г.в.2}}{f_k \cdot m_2 \cdot \rho_2}, \quad (5.37)$$

$$W_2 = \frac{2,911}{0,0024 \cdot 3 \cdot 989,58} = 0,409 \text{ м/с.}$$

#### 5.3.1.5 Коефіцієнти тепловіддачі

а) з боку гарячого теплоносія  $\alpha_1$ , Вт/(м $\cdot$ °C)

$$\alpha_1 = 1,16A \left( 23000 + 283 \cdot t_{cp1} + 0,63 \cdot t_{cp1}^2 \right) \cdot W_1^{0,73}, \quad (5.38)$$

де  $A$  – коефіцієнт який залежить від типу пластин, згідно [4], для пластин типу 0,5Пр  
коефіцієнт  $A = 0,492$ ;

$t_{cp1}$  – середня температура гарячого теплоносія, °C ;

$W_1$  – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника, м/с.

Маємо

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot \left( 23000 + 283 \cdot 56,4 + 0,63 \cdot 56,4^2 \right) \cdot 0,373^{0,73} = 11381 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

б) з боку холодного теплоносія  $\alpha_2$ , Вт/(м $\cdot$ °C)

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot \left( 23000 + 283 \cdot 47,64 + 0,63 \cdot 47,64^2 \right) \cdot 0,409^{0,73} = 11266 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

#### 5.3.1.6 Коефіцієнт теплопередачі $k$ , Вт/(м $\cdot$ °C)

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_3}, \quad (5.39)$$

де  $\beta_1$  – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі (0,92...0,95), приймаю  $\beta_1=0,92$ ;

$R_3$  – термічний опір забрудненого шару, приймаю  $R_3 = 0,0002 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$ .

$$k = \frac{0,92}{\frac{1}{11381} + \frac{1}{11266} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2180 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

#### 5.3.1.7 Площа поверхні нагріву $F$ , м $^2$

$$F = \frac{Q_{г.в.2}}{k \Delta t}, \quad (5.40)$$

де  $Q_{г.в.2}$  – теплове навантаження на підігрівач ГВП другої ступені, Вт;

$\Delta t$  – середньологарифмічна різниця температур, °C;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м $\cdot$ °C).

$$F = \frac{301396}{2180 \cdot 8,71} = 15,87 \text{ м}^2.$$

#### 5.3.1.8 Кількість ходів у теплообміннику $X$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						48
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$X = \frac{F + f_{\text{пл}}}{(m_2 + m_1) \cdot f_{\text{пл}}}, \quad (5.41)$$

де  $f_{\text{пл}}$  – площа теплообмінної поверхні однієї пластини, м<sup>2</sup>;

$m_x$  – кількість каналів в одному ході холодного теплоносія;

$m_{\text{гар}}$  – кількість каналів в одному ході гарячого теплоносія.

$$X = \frac{15,87 + 0,5}{(3 + 3) \cdot 0,5} = 5,46.$$

Приймаємо найближче більше, ціле число ходів у теплообміннику – число ходів  $X=6$ .

5.3.1.9 Загальна кількість пластин  $z_{\text{пл}}$ , шт.

$$z_{\text{пл}} = (m_1 + m_2) \cdot X + 1, \quad (5.42)$$

$$z_{\text{пл}} = (3 + 3) \cdot 6 + 1 = 37 \text{ шт.}$$

5.3.1.10 Сумарна площа нагріву теплообмінника  $F_1$ , м<sup>2</sup>

$$F_1 = f_{\text{пл}} z_{\text{пл}}, \quad (5.43)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 37 = 18,5 \text{ м}^2$$

5.3.2 Гідравлічний розрахунок

5.3.2.1 Число Рейнольдса:

а) по гарячому теплоносію  $Re_1$

$$Re_1 = \frac{W_1 d_{\text{екв}}}{\nu_1}, \quad (5.44)$$

де  $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр поперечного перерізу міжпластинного каналу, м;

$$Re_1 = \frac{0,373 \cdot 0,009}{0,506 \cdot 10^{-6}} = 6634 ;$$

б) по холодному теплоносію  $Re_2$

$$Re_2 = \frac{0,409 \cdot 0,009}{0,58 \cdot 10^{-6}} = 6347 .$$

5.3.2.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

а) по гарячому теплоносію  $\lambda_1$

$$\lambda_1 = \frac{c}{Re_1^{0,25}}, \quad (5.45)$$

де  $c$  – гідравлічний коефіцієнт який залежить від типу пластини;

$$\lambda_1 = \frac{15}{6634^{0,25}} = 1,66 ;$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						49
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

б) по холодному теплоносію  $\lambda_2$  за формулою 7.15

$$\lambda_2 = \frac{15}{6347^{0,25}} = 1,68.$$

### 5.3.2.3 Втрата тиску

а) з боку гарячого теплоносія  $\Delta P_1$ , Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{1}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{X \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (5.46)$$

де  $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр поперечного перерізу міжпластинного каналу, м;

$$\Delta P_1 = 1,66 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{3 \cdot 984,96 \cdot 0,373^2}{2} = 35544 \text{ Па};$$

б) з боку холодного теплоносія  $\Delta P_2$ , Па

$$\Delta P_2 = 1,68 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{3 \cdot 989,58 \cdot 0,409^2}{2} = 43454 \text{ Па}.$$

### 5.3.2.4 Розрахунок діаметрів патрубків

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W^{\text{max}} = 1,5$  м/с;

а) патрубок мережної води  $D_1$ , м

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{r2}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W^{\text{max}}}}, \quad (5.47)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,646}{3,14 \cdot 984,96 \cdot 1,5}} = 0,048 \text{ м};$$

б) патрубок внутрішньої системи опалення  $D_2$ , м

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,911}{3,14 \cdot 989,58 \cdot 1,5}} = 0,05 \text{ м}.$$

Приймаємо найближчий за діаметр та відповідну товщину труби для патрубка по ГОСТ 8733-74\*:

–  $D_1$  – труба сталеві безшовна ГОСТ 8733-74\* 57х3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88;

–  $D_2$  – труба сталеві безшовна ГОСТ 8733-74\* 57х3,5 із 20 за ГОСТ 1055-88.

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 5.3

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						50
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3 – Характеристики теплообмінника системи ГВП 2 ступені

Найменування	Одиниці вимірювання	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/м · °С	2180
2. Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	18,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	35544
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	43454
5. Кількість ходів	шт.	6
6. Кількість пластин	шт.	37
7. Умовний діаметр патрубків мережної води	мм	50
8. Умовний діаметр патрубків системи ГВП	мм	50

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 5.4.

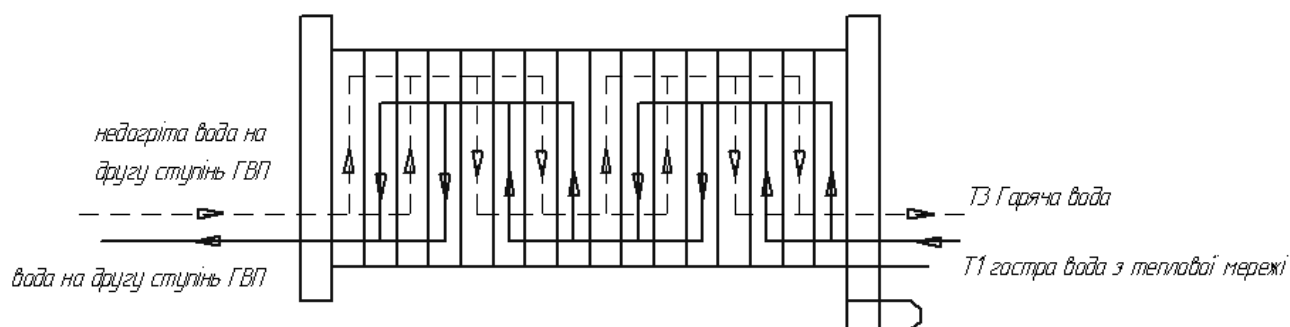


Рисунок 5.4 – Принципова схема теплообмінника ГВП 2 ступені

#### 5.4 Висновки до розділу 5

В даному розділі в пункті 1 були виконані розрахунки теплового навантаження на кожен ступень нагрівача системи ГВП. Були розраховані витрати теплоносіїв для подальших розрахунків теплообмінників системи ГВП.

В пунктах 2 і 3 наведено тепловий та гідравлічний розрахунки відповідно першої та другої ступені нагрівача системи ГВП. Ці розрахунки включають в себе визначення коефіцієнта теплопередачі, площі теплообміну та основних конструктивних характеристик теплообмінного апарату.

## 6 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

### 6.1 Ділянка тепломережі від УТ-1 до ЦТП

Вихідні дані:

- витрати мережної води та опалення  $G_1 = 2,266$  кг/с;
- витрати мережної води на ГВП  $G_{Г2} = 2,646$  кг/с;
- діаметр трубопроводів на ділянці  $D_n = 194$  мм;
- довжина ділянки  $l_{\text{лін}} = 46$  м;

6.1.1 Сумарні витрати на ділянці  $G$ , м<sup>3</sup>/год

$$G = \frac{(G_1 + G_{Г2}) \cdot 3600}{\rho_{\text{ср}}}, \quad (6.1)$$

де  $\rho_{\text{ср}}$  – значення густини теплоносія при  $t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2}$  ;

$$t_{\text{ср}} = \frac{150 + 70}{2} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По  $t_{\text{ср1}} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$  з [4] знаходимо  $\rho_{\text{ср}} = 951$  кг/м<sup>3</sup>, тоді,

$$G = \frac{(2,266 + 2,646) \cdot 3600}{951} = 18,59 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Гідравлічні втрати на ділянці  $\Delta P$ , кгс/м<sup>2</sup>

$$\Delta P = 9,81 \cdot \Delta h \cdot l_{\text{пр}}, \quad (6.2)$$

де  $\Delta h$  – питомі гідравлічні втрати, кгс/(м<sup>2</sup> · м);

$l_{\text{пр}}$  – приведена довжина ділянки, м.

6.1.2 Приведена довжина ділянки,  $l_{\text{пр}}$  м

$$l_{\text{пр}} = l_{\text{лін}} + l_{\text{екв}}, \quad (6.3)$$

де  $l_{\text{лін}}$  – фактична довжина ділянки трубопроводу, м;

$l_{\text{екв}}$  – еквівалентна довжина місцевих опорів, м.

6.1.3 Еквівалентна довжина ділянки трубопроводу,  $l_{\text{екв}}$  м

$$l_{\text{екв}} = \sum n_i \cdot l_i, \quad (6.4)$$

де  $l_i$  – еквівалентна довжина гідравлічного опору окремих місцевих елементів мережі, м ;

$n_i$  – кількість елементів, шт.

Кількість елементів місцевих опорів та відповідні значення гідравлічних втрат зводимо у таблиці 6.1.

Значення гідравлічних втрат для трубопроводу теплової мережі  $D_n 219$  мм з [5].

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						52
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1 – Місцеві опори на ділянці від УТ-1 до ЦТП

Найменування	Кількість	Еквівалентна довжина $l, \text{м}$
Запірна арматура	4	3,36
Коліно 90°	4	4,2
Переходи	2	2,52

Тоді,

$$l_{\text{екв}} = 4 \cdot 3,6 + 4 \cdot 4,2 + 2 \cdot 2,25 = 35,7 \text{ м};$$

$$l_{\text{пр}} = 46 + 35,7 = 81,7 \text{ м}.$$

Питомі гідравлічні втрати на ділянці по  $G = 18,59 \text{ м}^3/\text{год} = 17,68 \text{ т/год}$  для діаметру  $D_n = 194 \text{ мм}$ , беремо з [5].

Тоді,

$$\Delta P = 9,81 \cdot 0,3077 \cdot 81,7 = 2466 \text{ Па}.$$

## 6.2 Ділянка тепломережі від ЦТП до УТ-2

Вихідні дані:

- витрати води на опалення  $G_1 = 2,266 \text{ кг/с}$ ;
- витрати води на ГВП  $G_{\text{Г.В.2}} = 2,911 \text{ кг/с}$ ;
- діаметр трубопроводів на ділянці  $D_n = 89 \text{ мм}$ ;
- довжина ділянки  $l_{\text{лін}} = 35 \text{ м}$ .

6.2.1 Кількість елементів місцевих опорів та відповідні значення гідравлічних втрат на даній ділянці, враховуючи частину трубопроводів що знаходиться у тепловому пункті, зводимо у таблиці 6.2.

Значення гідравлічних втрат для трубопроводу теплової мережі  $D_n = 89 \text{ мм}$  [5].

Таблиця 6.2 – Місцеві опори на ділянці від ЦТП до УТ-2

Найменування	Кількість	Еквівалентна довжина $l, \text{м}$
Запірна арматура	4	1
Грязевик	1	0
Коліно 90°	6	1
Зворотній клапан	1	1
Переходи	5	0,2
Відгалуження	2	2

6.2.2 За методикою приведеною в п. 6.1.1-6.1.4 розраховуємо гідравлічні втрати

а) трубопроводу опалення:

Витрати води на опалення

$$G_2 = \frac{2,266 \cdot 3600}{951} = 8,58 \text{ м}^3/\text{год} = 8,158 \text{ т/год.}$$

Приведена довжина ділянки [6]

$$l_{\text{пр}} = 35 + 16 = 51 \text{ м.}$$

Гідравлічні втрати на ділянці

$$\Delta P = 9,81 \cdot 3,85 \cdot 51 = 192262 \text{ Па.}$$

б) трубопроводі ГВП:

Витрати води на опалення

$$G_{\text{Г.В.2}} = \frac{2,911 \cdot 3600}{951} = 11,02 \text{ м}^3/\text{год} = 10,48 \text{ т/год.}$$

Приведена довжина ділянки

$$l_{\text{пр}} = 51 \text{ м.}$$

Гідравлічні втрати на ділянці

$$\Delta P = 9,81 \cdot 6,36 \cdot 51 = 31820 \text{ Па.}$$

### 6.3 Ділянка тепломережі від УТ-2 до будинку. №1

Вихідні дані:

- витрати води на опалення  $G_2 = 6,042 \text{ кг/с}$ ;
- витрати води на ГВП  $G_{\text{Г.В.2}} = 2,911 \text{ кг/с}$ ;
- діаметр трубопроводів на ділянці  $D_n = 76 \text{ мм}$  [7];
- довжина ділянки 162 м.

6.3.1 Кількість елементів місцевих опорів та відповідні значення гідравлічних втрат на даній ділянці, враховуючи частину трубопроводів що знаходиться у тепловому пункті, зводимо у таблиці 6.3. Значення гідравлічних втрат для трубопроводу теплової мережі  $D_n 76 \text{ мм}$  з [8].

Таблиця 6.3 – Місцеві опори на ділянці від ЦТП до УТ-2

Найменування	Кількість	Еквівалентна довжина $l, \text{м}$
Запірна арматура	4	0,65
Коліно 90°	6	0,65
Переходи	2	0,13
Відгалуження	2	2,3

6.3.2 За методикою приведеною в пп. 6.1.1-6.1.4 розраховуємо гідравлічні втрати

а) трубопроводу опалення:

Витрати води на опалення

$$G_2=22,87 \text{ м}^3/\text{год} =21,75 \text{ т/год.}$$

Приведена довжина ділянки

$$l_{\text{пр}} =158 + 18,1 = 176,1 \text{ м.}$$

Гідравлічні втрати на ділянці

$$\Delta P = 9,81 \cdot 68,55 \cdot 176,1 = 118423 \text{ Па}$$

б) трубопроводі ГВП:

Витрати води на опалення

$$G_{\text{г.в.2}} = 11,02 \text{ м}^3/\text{год} = 10,48 \text{ т/год.}$$

Приведена довжина ділянки

$$l_{\text{пр}} = 176,1 \text{ м.}$$

Гідравлічні втрати на ділянці

$$\Delta P= \Delta P = 9,81 \cdot 15,94 \cdot 176,1 = 27537 \text{ Па.}$$

Результати гідравлічних розрахунків трубопроводів опалення зводимо в таблицю 6.4.

Таблиця 6.4 – Гідравлічні втрати теплопроводів опалення

Ділянка	Витрати води, м <sup>3</sup> /год	Діаметр трубо- проводу $D_n$ , мм	Гідравлічні втрати на ділянці, Па	Сумарні гідравлічні втрати, кПа
ЦТП-УТ-2	8,58	89х3,5	19226	19,23
УТ-2-буд1	22,87	76х3,5	116580	135,81
УТ-2-буд2	22,87	76х3,5	118423	137,65
	18,59	194х6	2466	

Результати гідравлічних розрахунків трубопроводів ГВП зводимо в таблицю 6.5.

Таблиця 6.5 – Гідравлічні втрати теплопроводів ГВП

Ділянка	Витрати води, м <sup>3</sup> /год	Діаметр трубопроводу $D_n$ , мм	Гідравлічні втрати на ділянці, Па	Сумарні гідравлічні втрати, кПа
ЦТП-УТ-2	16,45	89х3,5	31820	31,82
УТ-2-буд1	11,02	76х3,5	27109	58,93
УТ-2-буд2	11,02	76х3,5	27537	59,36



#### 6.4 Висновки до розділу 6

В даному розділі були визначені гідравлічні втрати на ділянках тепломережі для трубопроводів системи опалення та ГВП:

- від ЦТП до УТ-2;
- УТ-2 до будинку. №1;
- УТ-2 до будинку. №2;

Визначені гідравлічні втрати теплопроводів опалення для ділянки УТ-1-ЦТП

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						56
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7 ВИБІР ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

### 7.1 Вибір циркуляційного насосу системи опалення

В системах водяного опалення потрібна значно менша потужність насосів, ніж у водопровідних системах. Насоси розвивають напір, який повинен подолати лише гідравлічний опір у замкненому контурі. А зазвичай вони не можуть підняти воду на всю висоту будівлі і забезпечити підживлення системи. Таким чином, циркуляційні насоси розраховують тільки на переміщення води по замкненому кільцю трубопроводів місцевої системи опалення.

Для організації схеми із 100 відсотковим резервуванням насосного обладнання обираємо додатковий насос, включений паралельно.

7.1.1 Гідравлічний опір замкнутого контуру системи опалення  $\Delta P_{\text{сис}}^0$ , кПа

$$\Delta P_{\text{сис}} = \Delta P_2 + \Delta P_{\text{об}}^0 + \Delta P_{\text{р.с}}^0 + \Delta P_{\text{тм}} , \quad (7.1)$$

де  $\Delta P_2=39,54$  кПа – витрата тиску в каналах теплообмінника зі сторони води, яка нагрівається;

$\Delta P_{\text{об}}^0=50$  кПа – максимальний гідравлічний опір обладнання;

$\Delta P_{\text{р.с}}^0=30$  кПа – гідравлічний опір радіаторної системи опалення будинків;

$\Delta P_{\text{тм}}=137,65$  кПа – максимальний гідравлічний опір тепломережі.

$$\Delta P_{\text{сис}} = 39,54 + 50 + 30 + 137,64 = 257,18 \text{ кПа.}$$

7.1.2 Витрата води у системі опалення  $G_2$ , м<sup>3</sup>/год

$$G_o^H = \frac{G_2 \cdot 3600}{\rho_{\text{о.сеп}}} , \quad (7.2)$$

де  $\rho_{\text{о.сеп}} = f(t_{\text{о.сеп}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}) = 971,8$  кг/м<sup>3</sup> – густина води;

$$G_o^H = \frac{6,042 \cdot 3600}{971,8} = 22,38 \text{ м}^3/\text{год.}$$

7.1.3 Умови які повинен задовольняти вибраний насос

$$p_{\text{н}}^0 \geq \Delta p_{\text{сист}}^0, G_o^H \geq G^H .$$

7.1.4 Робоча точка циркуляційного насосу системи опалення

$$G^H = 22,38 \text{ м}^3/\text{год}, p^H \geq 257,18 \text{ кПа.}$$

Згідно отриманих параметрів в якості циркуляційного насосу системи опалення обираємо насос Grundfos TPE50-290/2 S-A-F-A-BQQE (рисунок 7.1) [9].

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57



Рисунок 7.1 – Насос Grundfos TPE50-290/2 S-A-F-A-BQQE

Робочі характеристики насоса приведені на рисунку 7.2.

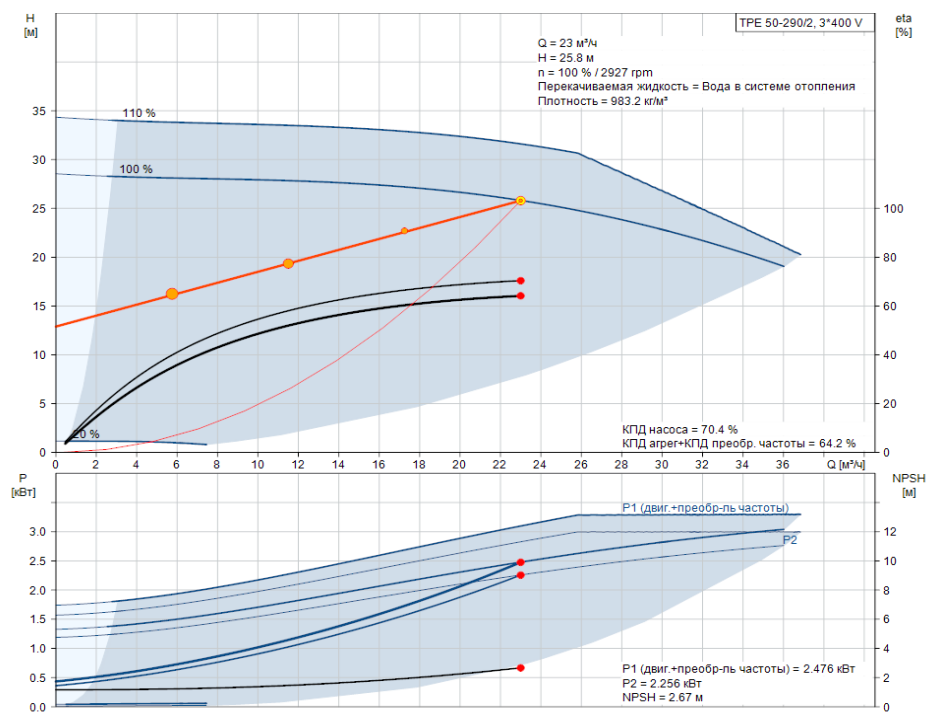


Рисунок 7.2 – Робочі характеристики насоса Grundfos TPE50-290/2 S-A-F-A-BQQE

- Продуктивність  $Q = 25,6 \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- напір  $H = 25,8 \text{ м}$ ;
- потужність електродвигуна  $N = 2,476 \text{ кВт}$ ;
- COP насоса  $\eta = 70,4 \%$ .

За умови резервування на 100% приймаємо два насоси, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

									Арк.
									58
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

## 7.2 Вибір циркуляційного насосу та насосу холодної води системи гарячого водопостачання

Циркуляційні насоси системи гарячого водопостачання забезпечують циркуляцію гарячої води у системі, підтримуючи її температуру у точках відбору постійною. Застосування циркуляційних насосів у системах ГВП дозволяє зекономити не менше 10 відсотків енергії, що споживається. Контур рециркуляції включається між першою і другою ступенями теплообмінника гарячого водопостачання.

Насос повинен забезпечити не менше 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на ГВП. Максимальна витрата через рециркуляційний насос гоп складає 90% від максимальної витрати на ГВП.

Насос холодної води повинен забезпечувати безперервну подачу холодної води в кількості відповідній максимальному водорозбору. Тому для водопостачання вибираємо однакові насоси.

### 7.2.1 Витрата води системи ГВП $G_p$ , м<sup>3</sup>/год

$$G_p = \frac{G_{г.в.1} \cdot 3600}{\rho}, \quad (7.3)$$

де  $G_{г.в.1} = 2,646$  кг/с- масова витрата гарячої води у першій ступені підігрівача ГВП;  
 $\rho = f(t_p = 33,65 \text{ } ^\circ\text{C}) = 994,42$  кг/м<sup>3</sup> – густина води.

$$G_p = \frac{2,646 \cdot 3600}{998,4} = 9,54 \text{ м}^3/\text{год}.$$

### 7.2.2 Гідравлічний опір замкненого контуру системи гарячого водопостачання $\Delta P_{\text{сис}}^{\text{ГВП}}$ , кПа

$$\Delta P_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = \Delta P_2 + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{\text{тм}} + \Delta P_{\text{гс}} + \Delta P_{\text{н}}, \quad (7.4)$$

де  $\Delta P_2 = 43,45$  кПа – витрата тиску в каналах теплообмінника другої ступені підігріву зі сторони води, яка нагрівається;

$\Delta P_{\text{об}}^0 = 30$  кПа - максимальний гідравлічний опір обладнання;

$\Delta P_{\text{р.с}}^0 = 30$  кПа - гідравлічний опір радіаторної системи опалення будинків;

$\Delta P_{\text{тм}} = 31,82$  кПа - максимальний гідравлічний опір тепломережі;

$\Delta P_{\text{гс}} = 250$  кПа – гідростатичний тиск який створюється на найвищому поверсі будинку;

$\Delta P_{\text{н}} = 150$  кПа – нормований напір у водорозбірних приладах.

$$\Delta P_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = 43,45 + 30 + 30 + 31,82 + 250 + 150 = 535,27 \text{ кПа}.$$

### 7.2.3 Робоча точка циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання, кПа

$$G^H = 9,6 \text{ м}^3/\text{год}, p^H \geq 535 \text{ кПа}.$$

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						59
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно отриманих параметрів в якості циркуляційного насосу системи опалення обираємо насос Grundfos CM 10-5 (рисунок 7.3) [9].



Рисунок 7.3 – Насос Grundfos CM 10-5

Робочі характеристики насоса приведені на рисунку 7.4.

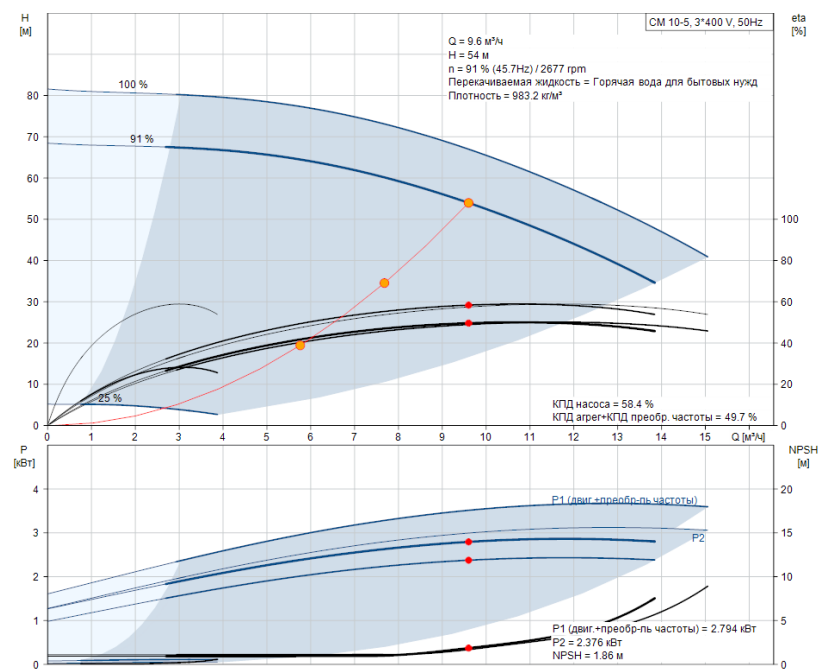


Рисунок 7.4 – Робочі характеристики насоса Grundfos CM 10-5

- Продуктивність  $Q = 9,6 \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- напір  $H = 54 \text{ м}$ ;
- потужність електродвигуна  $N = 2,794 \text{ кВт}$ ;
- COP насоса  $\eta = 58,4 \%$ .

За умови резервування на 100% приймаємо два насоси, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

### 7.3 Вибір розширювального баку системи опалення

Розширювальний бак відноситься до захисної частини замкнутих систем. В опалювальних системах, які працюють по незалежній схемі приєднання до теплової мережі, розширювальні баки застосовуються для компенсації об'єму води при зміні температури.

Внутрішній простір всіх елементів системи опалення заповнено водою. Об'єм води у системі опалення у процесі експлуатації змінюється: при підвищенні температури води – збільшується, при зниженні – зменшується. Зміну об'єму води компенсує розширювальний бак. Конструкція баку являє собою циліндричну ємність, яка розділена на дві частини мембраною: одна частина – для води, друга – заповнена азотом під тиском. При нагріванні надлишковий об'єм води поступає в бак, стискаючи газ, як у баці, так і у системі в цілому. При охолодженні вода з баку під тиском зі сторони баку повертається в систему. Така система дозволяє розміщувати розширювальні баки безпосередньо у приміщенні теплового пункту, а не у верхній точці системи опалення. Що суттєво спрощує контроль за роботою баку та його обслуговування.

7.3.1 Об'єм води в тепловій мережі складається з таких складових

$$V_{\text{тм}} = V_{\text{тр}} + V_{\text{оп.с.}}, \quad (7.5)$$

де  $V_{\text{тр}}$  – об'єм води в подаючому та зворотному трубопроводах,  $\text{м}^3$ ;

$V_{\text{оп.с.}}$  – об'єм води в системі опалення будинку,  $\text{м}^3$ .

7.3.2 Об'єм води в подавальному та зворотному трубопроводах розраховуємо за формулою

$$V_{\text{тр}} = \sum \frac{D_{\text{вн}i}^2 \cdot \pi}{4} \cdot L_i, \quad (7.6)$$

$$V_{\text{тр}} = \frac{0,082^2 \cdot \pi}{4} \cdot 35 + \frac{0,070^2 \cdot \pi}{4} \cdot 320 = 1,4 \text{ м}^3.$$

7.3.3 Об'єм води в системі опалення будинку

$$V_{\text{оп.с.}} = N_{\text{оп.пр.}} \cdot n_{\text{буд}} \cdot V_{\text{оп.пр.}}, \quad (7.7)$$

де  $N_{\text{оп.пр.}}$  – об'єм води в подаючому та зворотному трубопроводах, шт.;

$V_{\text{оп.пр.}}$  – об'єм води в системі опалення будинку,  $\text{м}^3$ .

$$V_{\text{оп.пр.}} = 251 \cdot 2 \cdot 0,007 = 3,52 \text{ м}^3.$$

7.3.4 Об'єм води в тепловій мережі

$$V_{\text{тм}} = 1,4 + 3,52 = 4,92 \text{ м}^3.$$

7.3.5 Об'єм розширення (об'єм рідини, яка виникає при зміні температури)

$$V_p = \frac{V_{\text{тм}} \cdot n}{100}, \quad (7.8)$$

де  $n$  – коефіцієнт температурного розширення;

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						61
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n(t_{\max} = 95^{\circ}\text{C}) = 3,59;$$

$$n(t_{\text{н}}^{\text{эл}} = 42,24^{\circ}\text{C}) = 0,874 ;$$

$$n = n_1 - n_2 = 3,59 - 0,874 = 2,72.$$

$$V_p = \frac{3,92 \cdot 2,72}{100} = 0,11 \text{ м}^3.$$

7.3.6 Об'єм рідини, яка при мінімальній температурі системи залишається в розширювальному баці  $V_v$ ,  $\text{м}^3$

$$V_v = \frac{V_{\text{тм}} \cdot 0,5}{100}, \quad (7.9)$$

$$V_v = \frac{4,92 \cdot 0,5}{100} = 0,025 \text{ м}^3.$$

7.3.7 Мінімальний об'єм розширювального баку,  $\text{м}^3$

$$V_{\min} = (V_p + V_v) \cdot \frac{p_p + 10}{p_p - p_0}, \quad (7.10)$$

де  $p_0$  - підвищений тиск газу, який переважає у розширювальному баці при відсутності тиску води, приймаю  $p_0 = 30$  м.вод.ст.

$$V_{\min} = (0,11 + 0,025) \cdot \frac{70 + 10}{70 - 30} = 0,24 \text{ м}^3.$$

На основі отриманих даних обираємо розширювальний бак Reflex N500 [10] об'ємом  $0,5 \text{ м}^3$ . Вигляд і розміри розширювального баку приведені на рисунку 7.5.

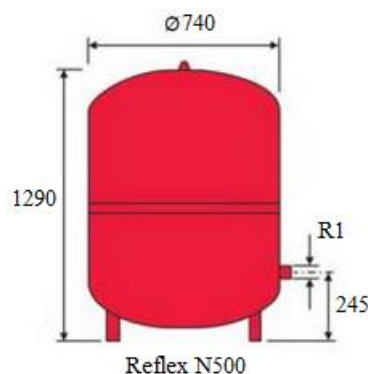


Рисунок 7.5 – Розширювальний бак Reflex N500

## 7.4 Фільтри

В тепловому пункті на подавальному трубопроводі гріючого теплоносія та на зворотному трубопроводі теплоносія, що нагрівається встановлюють сітчаті фільтри для запобігання забруднення водорозбірної та регулюючої арматури, а також теплообмінних модулів теплового пункту.

В даному тепловому пункті вибрані фільтри FVR DANFOSS DN50 з умовним діаметром Ду50,89 мм[12]. Розміри фільтра зображені на рисунку 7.6.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

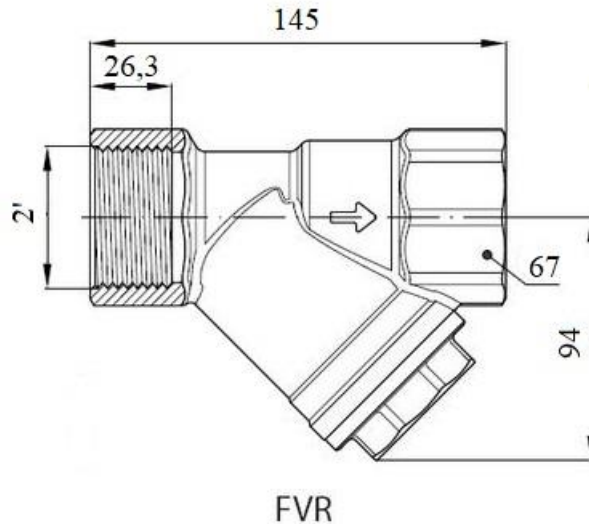


Рисунок 7.6 – Сітчастий фільтр FVR DANFOSS DN50

### 7.5 Прилади обліку та регулювання витрат води та теплоти

Прийняті в проєкті обладнання та прилади дозволяють вести облік спожитої теплової енергії згідно з вимогами “Тимчасових правил обліку відпускання і споживання теплової енергії.”

Комплект приладів обліку теплової енергії прийнятий в обсязі, що визначений “Тимчасовими правилами обліку відпускання і споживання теплової енергії ” для споживачів з розрахунковим тепловим навантаженням до 2,5 МВт, а саме: первинний перетворювач і термоперетворювач на подавальному трубопроводі, перетворювач і термоперетворювач на зворотному трубопроводі а також термоперетворювач на трубопроводі холодної води.

Для обліку кількості спожитої теплової енергії приймаємо лічильник тепла АКВА МВТ , що виробляється підприємством Аква Україна (рисунок 7.7).

Термоперетворювач і перетворювач витрати установлюються на подавальному та зворотному трубопроводах.

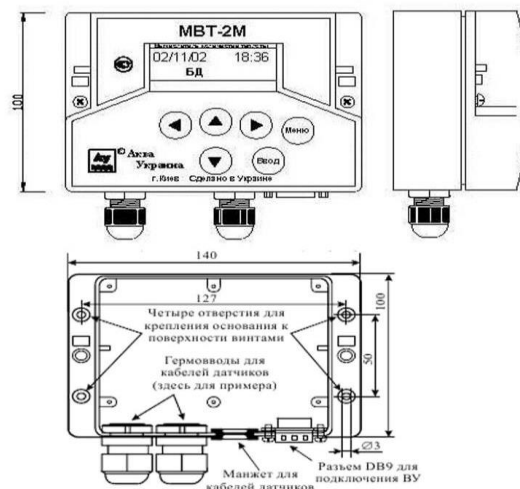


Рисунок 7.7 – Лічильник тепла АКВА МВТ

					Арк.
					63
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 91мп 85 05 ПЗ



Погодинні значення параметрів зберігаються за останні 128 діб роботи лічильника. Всі статистичні дані можуть бути зчитані із пам'яті теплолічильника за допомогою послідовного інтерфейсу RS 232.

### **7.6 Висновки до розділу 7**

В даному розділі було обрано допоміжне обладнання теплового пункту, а саме:

- Циркуляційні насоси системи опалення Grundfos TPE50-290/2 S-A-F-A-BQQE;
- циркуляційні насоси холодної води системи гарячого водопостачання Grundfos CM 10-5;
- розширювальний бак системи опалення Reflex N500;
- фільтр сітчастий FVR DANFOSS DN50;
- прилад обліку та регулювання витрат води та теплоти АКВА МВТ.

Наведені дані дозволяють перейти до розробки стартап – проекту за темою даної магістерської роботи.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						64
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8 АВТОМАТИЗАЦІЯ ЦЕНТРАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО ПУНКТУ

### 8.1 Опис систем автоматизації ЦТП

Системи теплопостачання являють собою складний комплекс, тому ручне керування такими системами дуже складне. При ручному керуванні такими об'єктами необхідно велика кількість персоналу для обслуговування та виконання робіт.

Використання автоматики в системах теплопостачання дозволяє зменшити кількість персоналу, покращити теплові процеси, збільшити їх економічність і коефіцієнт корисної дії, домогтися стабільної й ритмічної роботи системи. Прилади й засоби автоматизації, необхідні для санітарної техніки повинні бути простими, високо надійними, мати невеликі розміри й масу, бути простими в обслуговуванні.

У даній магістерській дисертації використовуються прилади й регулятори, які виготовляє серійно промисловість. Особливу увагу необхідно приділити підвищенню ефективності теплопостачання за рахунок розробки нових удосконалених конструкцій обладнання, їх засобів автоматики, комерційного обліку теплової енергії й води.

Необхідність загальної автоматизації енергосистеми підтверджується, по-перше, тим, що це дозволяє на 10 - 20 % зменшити втрати енергії. Крім цього одного з важливих завдань автоматизації є охорона праці, що вирішується шляхом введення автоматичного обслуговування, якщо людина не може прийняти необхідні методи для запобігання аварій і нещасних випадків.

У нинішній час перед автоматизацією поставлені завдання, пов'язані з охороною навколишнього середовища. Для цих цілей створюються автоматичні системи, що управляють очисними спорудами і фільтрами.

Таким чином, автоматизація промислових процесів, дозволяє заощадити сировину й електроенергію, підвищує продуктивність праці, захищає встаткування від ушкоджень при виникненні аварійних ситуацій; підвищує якість продукції й промислових робіт; оптимізує хід процесу.

Комплекс інженерних систем теплопостачання призначений для виробітку теплової енергії, транспортування гарячої води по теплових мережах і використання теплоносія, для підтримки в ньому заданих параметрів. Принципову схему теплопостачання можна розділити на дві складові: перша складова складається із зовнішніх систем централізованого теплопостачання, друга є споживачем енергії.

Система централізованого теплопостачання - це комплекс генератора теплоти (ТЕЦ або котельні) і теплових мереж, призначених для теплопостачання.

Автоматизація водяних систем теплоносія сприяє підтримці заданих гідравлічних і теплових режимів у різних точках.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						65
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основна роль у рішенні цих завдань належить установці автоматичного регулювання та автоматичного захисту.

У проєкті розроблена функціональна схема автоматизації введення незалежної системи опалення в центральному тепловому пункті.

Система теплопостачання являє собою складний комплекс пристроїв, робота яких взаємозалежна. Без автоматизації керування такою системою занадто складно й вимагає великого числа обслуговуючого персоналу.

Умовні позначки приладів і засобів автоматизації до схем відповідно до ДСТУ 21.404-87. У ньому передбачені основні літерні позначення вимірюваних величин і функцій, які здійснюються приладами: Д — щільність; Е – будь-яка електрична величина; Р - витрата; Х - розмір, положення, переміщення; ДО - час, годинна програма;  $\alpha$  -рівень; М - вологість; Р - тиск, вакуум; Q - величина, що характеризує якість (состав, концентрація й т.п.); S - швидкість, частота; Т-температура.

Для одержання повного позначення приладів або способів автоматизації в його умовне графічне відображення у вигляді кола або овалу (у верхню частину) вписують літерне позначення, яке визначає призначення, виконуючи функції, характеристики роботи. При цьому місце розміщення букви визначає її значення.

На поле під рисою вказують позиційне позначення даного приладу в конкретній схемі виміру, регулювання, сигналізації, керування.

Спочатку знімають позначення основної вимірюваної величини та, якщо необхідно, її похибку. Потім вказують функціональні ознаки приладу, які, якщо їх трохи, також записують у строгій послідовності: реєстрація–ДО; регулювання, керування–З; виключення, відключення, перемикання–S; показники–I. Необхідно пам'ятати, що в умовні позначки приладів вносять буквені символи тільки тих функціональних ознак, які використовують у даній конкретній схемі.

Для побудови й читання схеми приладів крім умовних позначок приладів і способів автоматизації необхідно знати і умовні графічні позначення елементів системи за діючими стандартами.

Складові окремі елементи системи впливають один на одного в певній послідовності й перетворюють одну фізичну величину в іншу. При цьому здійснюється послідовність перетворення. Для кожного елемента можна встановити математичну залежність між цими величинами. Вхідна є причиною, а вихідна - наслідком.

Основними функціональними елементами системи автоматичного регулювання є чутливі прилади - датчики, нормовані перетворювачі, додаткові елементи, регулюючі прилади, підсилювачі, виконавчі механізми та інші. Датчик перетворює вимірювану величину (тиск, температуру, рівень,

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						66
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витрату) у величину зручну для подальшого використання. Якщо вихідний параметр датчика не може бути використаний безпосередньо в елементі порівняння, між ними встановлюється нормуючий перетворювач. Його завданням є перетворення вихідного параметра датчика в нормований сигнал.

Регулятори температури прямої дії використовуються для підтримки певної температури в приміщеннях. Вони складаються з рідинного манометричного тиску в складі термобалона, а також регулюючого органа.

Прилади прямої дії типу РР використовуються як регулятори перепаду тисків (витрати) і тиску "перед собою" (підпору) і як клапани (разом з датчиками ТРБ-2) для вимірювання температури води в системі гарячого водопостачання. Призначено регулятори тиску прямої дії для підтримки постійного тиску "після себе" і "перед собою", їх встановлюють на трубопроводах, які транспортують рідину при  $t$  до  $200^{\circ}\text{C}$  і тиску до 1,6 МПа.

Для вимірювання тиску рідини рекомендується манометр. Для вимірювання витрат рідини рекомендується використовувати діафрагми камерні ДК і безкамерні ДБ. Їх використовують у комплекті з дифманометрами мембранним і безшкальним з дистанційною передачею.

На кресленні наведена автоматизація центрального теплового пункту. У схемі використана незалежна схема автоматизації приєднання системи опалення до теплової мережі й послідовне двоступінчасте підключення підігрівачів гарячого водопостачання. Витрата мережної води стабілізується через систему опалення за допомогою регуляторів витрати прямої дії типу РР. Ці прилади стабілізують тиск у зворотному трубопроводі.

Регулятор температури в цій схемі підтримує задану температуру гарячої води після підігрівника. Можна використовувати прилади типу РТ у комплекті із РР.

## **8.2 Автоматичне регулювання**

### **8.2.1 Автоматизація насосних агрегатів та шарових клапанів**

#### **8.2.1.1 Циркуляційні насоси гарячого водопостачання**

Передбачено автоматику й контроль роботи двох насосів, кожний з яких може бути робочим або резервним. Вибір робочого насоса виконується вручну за допомогою універсального перемикача.

Включення й відключення робочого насоса виконується по температурі води в циркуляційному трубопроводі гарячого водопостачання. Межі коливань температури води в циркуляційному трубопроводі  $45..65^{\circ}\text{C}$ . Резервний насос включається автоматично при виході з ладу робочого. При зменшенні температури у подавальному трубопроводі ГВП, відкривається автоматичний шаровий клапан який збільшує витрату мережної води.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						67
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 8.2.1.2 Циркуляційні насоси системи опалення

Передбачено автоматику й контроль роботи двох насосів, що працюють весь опалювальний період, кожний з яких може бути робочим або резервним. Вибір робочого насоса виконується вручну за допомогою універсального перемикача. Резервний насос включається при виході з ладу робочого.

#### 8.2.1.3 Живильні насоси системи опалення

Передбачено автоматику й контроль двох насосів, кожний з яких може бути робочим або резервним. Вибір робочого насоса здійснюється вручну за допомогою універсального перемикача.

Включення й відключення робочого насоса здійснюється за рівнем у розширювальному баку системи опалення. При включенні робочого насоса відкривається шаровий клапан на лінії підживлення системи опалення. Резервний насос включається при виході з ладу робочого. Передбачаються насоси із частотним регулюванням.

#### 8.2.2 Сигналізація

Передбачено подачу робочих і аварійних сигналів відповідно на сигнальні лампи й табло, встановленому на щиті типу ВУБ - 9Н.

Передбачено можливість перевірки сигналізації.

Для розділення ланцюгів сигналізації застосовуються кремнієві діоди.

Під час відсутності персоналу в тепlopункті робоча сигналізація відключається. Залишається включеною аварійна сигналізація.

#### 8.2.3 Тепловий контроль

Передбачено наступний тепловий контроль для навантажень, віднесених до I групи обліку, відповідно до п.31 «Інструкції з обліку відпустки тепла в теплових мережах»:

а) вимір і реєстрація температури води, що подається у зворотних трубопроводах тепломережі, а також у трубопроводах гарячого водопостачання (після бойлера II ступеня), системи опалення (після бойлера системи опалення) і холодного водопостачання за допомогою термометрів опору;

б) вимір і реєстрація витрат води у зворотному трубопроводі тепломережі виконується за допомогою ультразвукових датчиків.

### 8.3 Система аварійної сигналізації теплових мереж

#### 8.3.1 Імпульсна система сигналізації

##### 8.3.1.1 Характеристика

Імпульсна система аварійної сигналізації призначена для контролю й локалізації дефектів трубних систем, обладнаних сигнальними провідниками, при довільних умовах

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						68
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

прокладки. Вона дозволяє швидко й надійно розпізнавати та локалізувати дефекти теплової ізоляції гідроізованих труб і елементів за допомогою спеціальних пристроїв.

Контрольні прилади імпульсної системи аварійної сигналізації дозволяють охопити до 98% всіх дефектів, які виникають під час експлуатації гідроізованих труб і елементів.

Імпульсна система аварійної сигналізації дозволяє точно локалізувати дефект у місці підвищення вологості піно поліуретанової ізоляції, визначити місце обриву сигнального провідника методом дублювання сигнальних провідників і має високий ступінь захисту від перешкод.

Імпульсна система аварійної сигналізації дозволяє розширити систему без обмеження по модульному принципу, використовувати розподіл мереж на стадії проектування, приєднання в централізовані системи нагляду як існуючі, так і мережі, які будуються.

#### 8.3.2 Склад імпульсної системи аварійної сигналізації

Імпульсна система аварійної сигналізації складається із двох частин:

а) трубна технічна частина:

- два сигнальних провідники;
- комплект деталей для з'єднання провідників;
- кабель для підведення до приладів.

б) прилади сигналізації та локалізації ушкоджень, які комплектуються кабелями, клемовими коробками й т.д. відповідно до інструкції виробника.

#### 8.3.3 Функції системи аварійної сигналізації

Для контролю в середині поліетиленової захисної оболонки, у заводських умовах установлюються й заливуються пінополіуретаном сигнальні провідники.

На будівельному майданчику з обох провідників, для кожної труби (прямої і зворотної) формується вимірювальна петля, при цьому, у кожному муфтовому з'єднанні, провідники з'єднуються відповідно з інструкцією фірми-виробника системи сигналізації.

Відводи трубопроводу приєднуються до вимірювальної петлі у відповідності зі схемою приєднання й приділяються на пульт локального або централізованого контролю.

#### 8.3.4 Опис системи сигналізації

а) провідники:

- сигнальний провідник – мідний, без ізоляції;
- зворотний провідник – мідний луджений, без ізоляції.

б) сполучні елементи:

- з'єднувачі - для з'єднання провідників;
- матеріали для з'єднання провідників;
- з'єднання багатожильних кабелів у клемовий вузол;

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						69
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- дистанційний показчик - для підтримки сигнальних провідників.

в) елементи для з'єднання:

- кабель двожильний для водонепроникного й термостійкого подовження й виводу сигнальних провідників на кінцях труб;

- кабель чотирьохжильний для термостійкого виводу сигнальних провідників на виході;

- розподільна коробка - для приєднання кабелів і приладів контролю.

г) інструменти:

- гострозубці для зрізання ізоляції - призначені для зрізання ізоляції без ушкодження сигнальних провідників;

- пресувальні кліщі - призначені для механічного обтиску з'єднувачів сигнальних провідників і штифтових кабельних наконечників;

- монтажно-контрольний прилади - призначений для регламентного потокового контролю вимірювальної петлі й стану ізоляції під час виконання монтажних робіт.

### 8.3.5 Технологія монтажу системи сигналізації

Технологія монтажу імпульсної системи аварійної сигналізації включає:

- монтаж з'єднання сигнальних провідників;

- контрольні виміри під час монтажу з'єднання сигнальних провідників;

- спосіб виконання закінчення вимірювальної петлі в будинках і в землі;

- монтаж і приєднання провідник - кабель;

- монтаж і приєднання кабель - вимірювальна або розподільна коробка;

- складання протоколу виміру вимірювальної петлі.

Перелік необхідних комплектуючих, елементів, інструментів і приладів для монтажу імпульсної системи аварійної сигналізації, наведений у технологічній інструкції для системи сигналізації кожної конкретної фірми-виробника.

Перед виконанням монтажу приладів сигналізації повинен бути закінчений монтаж технічної трубої системи контролю через замикання вимірювальної петлі в розподільних коробках. Після закінчення монтажних робіт повинен бути складений протокол вимірів, підписаний представником монтажною організацією.

З'єднання сигнальних провідників проводити перед заливанням пінополіуретаном зварних з'єднань гірдоізолюваних труб відповідно до технологічної інструкції.

Для забезпечення надійної роботи вимірювальної петлі, під час монтажу, необхідно проводити безперервний контрольний вимір з використанням спеціальних приладів, що дозволить контролювати зростання ступеня зволоження й установлювати дефектні з'єднання провідників.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						70
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 8.3.6 Принцип дії системи

Перевага застосування сигнальної системи й моніторингу полягає в тому, що вона дає попереджувальний сигнал до того, як вологість, що проникнула в середину оболонки гідроізолюваної труби, утворить загрозу розвитку корозії та пошкодження робочої труби. Відстань до витoku реєструється електронним приладом, що показує точне місце для проведення виїмки ґрунту й ремонту.

Принцип дії приладу базується на можливості відбивати імпульс, що реєструється на контрольній ділянці тепломережі.

Локалізатор аварії працює за принципом радіолокації, безупинно підсилює імпульси високої частоти по провіднику аварійної сигналізації. Якщо на границях дроту немає вологості, механічного замикання або обриву контуру, імпульси передаються постійно й погашаються в кінцевому пункті занулюючим наконечником. При виникненні аварії, прилад або показує точне її місце на даній ділянці, або тільки дає сигнал тривоги.

Система може бути розширена й удосконалена, що дозволяє приєднати всі ділянки трубопроводу до центрального вузла (пункту) контролю. Правильно встановлена система дає точність виміру із допустимою похибкою (1% у порівнянні з реальною відстанню від точки вимірювання до точки виникнення аварії).

### 8.4 Компонування апаратури

Апаратура керування насосами монтується на розподільному щиті. У тепловій установці встановлюються електроконтактні манометри й термометри. У найвищому житловому будинку, що обслуговується, встановлюється регулятор і сигналізатор рівня типу ЕРСУ-2 для керування живильними насосами.

Для виведення сигналів системи аварійної сигналізації на щит використовується двоканалний детектор DU2-2000(220 В) сигнальна лампа якого виведена на щит. У разі виникнення аварії передбачене підключення локалізатора для визначення її місцезнаходження.

### 8.5 Висновки до розділу 8

В даному розділі наведено опис систем автоматизації ЦТП, а саме:

- загальний опис та призначення даних систем;
- систем автоматичного регулювання;
- систем аварійної сигналізації теплових мереж;
- комплектування апаратури.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						71
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 9 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЄКТУ

Стартап як форма малого ризикового (венчурного) підприємництва впродовж останнього десятиліття набула широкого розповсюдження у світі через зниження бар'єрів входу в ринок (із появою Інтернету як інструменту комунікацій та збуту стало простіше знаходити споживачів та інвесторів, займатись пошуком ресурсів, перетинати кордони між ринками різних країн), і вважається однією із наріжних складових інноваційної економіки, оскільки за рахунок мобільності, гнучкості та великої кількості стартап-проектів загальна маса інноваційних ідей зростає.

### 9.1 Сутність проєкту

Стартап проєкт полягає в створенні компанії що займається розробкою, модернізацією та впровадженням систем опалення та гарячого водопостачання від центральних теплових пунктів для потреб комунального господарства.

Використання в тепловому пункті сучасного основного та допоміжного обладнання в комплекті із автоматизованими приладами обліку та регулювання витрати теплоти. Наведені чинники дозволяють значно знизити витрату теплоносіїв для споживачів та зменшити навантаження на обладнання самого ЦТП. Крім високих економічних показників перевагою такої компанії буде можливість подовження строку експлуатації існуючих теплових пунктів за рахунок модернізації та впровадження нових пристроїв обліку та регулювання без внесення змін в конструкції ЦТП або ІТП, що не вимагає великих матеріальних і фінансових затрат. Таким чином створення підприємств для проєктування та впровадження систем тепlopостачання є найбільш оптимальним заходом для вирішення комплексної задачі по забезпеченню тепlopостачання житловим будинкам у великих містах.

В результаті досягається економія теплоносіїв, експлуатаційних витрат теплового пункту та підвищення надійності та терміну роботи обладнання.

### 9.2 Бізнес-модель проєкту

Опис бізнес-моделі проєкту наведено в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Бізнес-модель проєкту

Ключові партнери	Ключовими партнерами є комунальні підприємства для запуску проєкту, конкуруючі та неконкуруючі підприємства, що залучені до енергетичного сектору та займаються питаннями опалення і ГВП, а також безпосередні споживачі.
Ключові види діяльності	Створення проєкту системи опалення і ГВП, впровадження розроблених систем. .

Продовження таблиці 9.1

Ключові ресурси	Близькість від основних транспортних вузлів та інженерних мереж, наявність альтернативних джерел сировини, стабільність ціни на продукцію.
Цінність для споживача	Можливість модернізації ЦТП без великих капітальних затрат. Вирішення проблеми невідповідності обладнання, що експлуатується сучасним вимогам. Заміна обладнання, його налагодження та технічна підтримка.
Відносини з клієнтами	Постійний зв'язок з клієнтом впродовж гарантійного терміну Повне забезпечення робіт і подальша технічна підтримка.
Канали збуту	Канали збуту передбачаються нульового рівня. При подальшому розширенні виробництва можливі однорівневі канали збуту.
Сегменти споживачів	Комунальні підприємства, ОСББ.
Структура витрат	Витрата на приміщення, на обладнання, оплата праці персоналу. Найбільш затратними є матеріали і обладнання.
Потоки прибутків	Прибуток від споживачів. Можливість швидкого встановлення обладнання. Гарантія якості та технічна підтримка.

### 9.3 Аналіз ринкових можливостей

В цьому пункті викладаються результати поглибленого аналізу ринку стартапу [11], а саме:

- поглиблений аналіз обраної ніші для бізнесу, з визначенням її глибини, обсягу ринку, фінансових перспектив розвитку проекту;
- аналіз конкурентної позиції;
- аналіз чисельності цільових споживачів і рівня їх задоволеності продуктами, які випускаються конкуруючими фірмами;
- визначення перспектив та тенденцій в конкретному сегменті економіки, де планується розвиток стартапу.

Попередня характеристика потенційного сегменту ринку приведена в таблиці 10.2.

Таблиця – 9.2. Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
Кількість головних гравців, од	3
Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	-
Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Корупція
Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	-
Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	6

Як видно з таблиці 9.2 динаміка ринку зростаюча, що загалом дає можливість входження в нього нових гравців.

Перелік сильних та слабких сторін даного проекту (SWOT-аналіз проекту) наведені в таблиці 9.3.

Сильні сторони проекту роблять стартап конкурентоспроможним та привабливим для залучення інвестицій.

Таблиця – 9.3. Аналіз сильних та слабких сторін проекту

<p>Сильні сторони:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– відсутність проблем з логістикою;</li> <li>– застосування сучасного обладнання;</li> <li>– зменшення витрат на систему теплопостачання;</li> </ul>	<p>Слабкі сторони:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– для досягнення ефекту необхідний значний об'єм капіталовкладень;</li> <li>– корупційна складова;</li> </ul>
<p>Можливості:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– надання конкурентоспроможних послуг;</li> <li>– збільшення загального показника енергоефективності;</li> <li>– участь в тендерних змаганнях по проектуванню сучасних систем;</li> <li>– залучення закордонних інвесторів для створення дослідних центрів;</li> <li>– створення інноваційних технологій у даній сфері, їх патентування;</li> </ul>	<p>Загрози:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– невідповідність розрахованих даних з такими ж в реальних умовах;</li> <li>– високий поріг при виході на ринок;</li> <li>– промислове шпигунство;</li> </ul>

На основі проведеного SWOT-аналізу виділяються також найбільші ризики які необхідно враховувати для того, щоб реалізація проекту стала можливою.

Ціна продукції визначається з урахуванням рівня цін на ринку серед товарів і конкурентів (див. таблицю 9.4).

Таблиця – 9.4. Визначення меж встановлення ціни

Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар/послугу
450000 грн	350000 грн	Не можна визначити однозначно	300000-345000 грн

Визначаємо першочергові витрати, необхідні для запуску проекту – ті, що передують основній діяльності та мають бути понесені для її реалізації. Перелік загальних початкових витрат наведений в таблиці 9.5.

Таблиця – 9.5. Загальні початкові витрати проекту

Стаття витрат	Обсяги витрат в 0-й рік, тис. грн.
Проведення НДДКР	9
Розробка проектних матеріалів і ТЕО	12,5
Робоче проектування і прив'язка проекту	20
Витрати на придбання й оренду земельних ділянок, будівель, приміщень, споруд	51
Витрати на придбання обладнання та устаткування та пристроїв	47,7
Витрати на приймально-здавальні випробування	8
Витрати на пусконаладжувальні роботи	10
Комплексне освоєння проектних потужностей	24
Витрати на придбання нематеріальних активів	26
Одноразові виплати, зокрема гарантуючим і страховим організаціям	18
Витрати на створення оборотного капіталу, необхідного для початку операційної діяльності (створення виробничих запасів, передоплата сировини, матеріалів і комплектуючих виробів, які мають бути поставлені на початку операційної діяльності)	98
Податкові платежі (земельний, комунальний та інші), здійснені до початку операційної діяльності	13,6
Оплата юридичних послуг	10
Витрати на передвиробничі маркетингові дослідження і створення збутової мережі	7,5
Витрати, пов'язані з діяльністю персоналу	181
Разом	536,3

На основі вище наведеної інформації формуємо виробничий план. Виробничий план складається, щоб наочно довести, що фірма: реально спроможна організувати виробництво, здатна виготовляти необхідну кількість товарів відповідної якості і має можливості придбати необхідні для цього ресурси. Плановий обсяг виконання послуги по роках представлений на рисунок 9.1.



Рисунок 9.1. Плановий обсяг виконання послуги

Згідно даних рисунку 9.1 складаються сукупні витрати на виробництво продукції по роках та визначаються основні фінансово-економічні показники проєкту (таблиця 8.6).

Таблиця – 9.6. Визначення основних фінансово-економічних показників проєкту

Показник	Значення по роках		
	1-й рік	2-й рік	3-й рік
Обсяг виробництва продукції в натуральних показниках	3	4	5
Собівартість одиниці продукції, тис. грн.	96,99	88,79	75,05
Собівартість виробництва продукції, тис. грн.	4073,58	4528,3	5178,56
Обсяг реалізації продукції в натуральних показниках	3	4	5
Ціна реалізації продукції без ПДВ, тис. грн.	335	330	325
Виручка від реалізації продукції без ПДВ, тис. грн.	5670	6630	8625
Податок на додану вартість (ПДВ), тис. грн.	1134	1326	1725
Валовий прибуток)	1596,42	2101,7	3446,44
Податок на прибуток	287,36	378,31	620,36
Чистий прибуток	1309,06	1723,39	2826,08

Наступним кроком є розрахунок беззбитковості, запасу фінансової міцності, строку окупності, та рентабельності (окупності) інвестицій, що засвідчують інвестиційну привабливість стартап-проєкту. Ці дані наведені в таблиці 9.7

Таблиця – 9.7 Розрахунок беззбитковості і запасу фінансової міцності

Назва показника	Одиниця виміру	Значення
Рівень беззбитковості	тис. грн.	3078,05
Запас фінансової міцності	тис. грн.	2591,95
Рентабельність продажів	%	11,09
Період окупності проєкту	роки	8,52
Рентабельність (окупність) інвестицій	%	105

За даними таблиці 8.7 можна зробити висновок, що проєкт забезпечує високий прибуток та значний запас фінансової міцності, за рахунок чого період окупності складає близько 8,5 років, що менше за нормативний строк окупності в енергетичній галузі. Інвестиційні вкладення є рентабельними, отже стартап-проєкт є привабливим для інвестора.

#### **9.4 Висновок до розділу 9**

В даному розділі було визначено мету і завдання стартап-проєкту, розроблено опис самої ідеї, проаналізовано ринкові можливості, витрати та прибутки пов'язані з реалізацією проєкту. Також були розглянуті заходи з комерціалізації проєкту, проведено аналіз ринкових можливостей та обґрунтована рентабельність інвестицій.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

## 10 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – це система взаємопов’язаних законодавчих, соціально-економічних, технічних, санітарно-гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечує збереження життя та здоров’я людини на виробництві.

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуація на підприємствах енергетики має велике значення так, як виконання діючих в цій сфері дозволяє знизити рівень травматизму, професійних захворювань, та запобігти виникненню пожеж та вибухів на виробництві.

Основними завданнями охорони праці є: створення безпечних умов праці робочого персоналу, попередження професійних захворювань і забезпечення контролю за виконанням техніки безпеки на виробництві.

Тема дипломного проекту - «Система тепlopостачання групи житлових будинків по вул. Ревуцького в м. Києві». Головним елементом даного проекту є центральний тепловий пункт з системою автоматизованого управління керування . Трубопроводи обв’язки ЦТП – сталеві згідно ГОСТ 3262-75.

Теплоносієм системи опалення є вода параметрами 60-80°C при розрахунковій температурі зовнішнього повітря.

Приміщення ЦТП є окремою будівлею, яка ізольована від інших споруд і має розміри 6х9м при висоті стелі 3 м. У цьому приміщенні розміщені: ТОА системи опалення, першої та другої ступені ГВП, циркуляційні насоси систем опалення та ГВП, розширювальний бак, регулююча та запірна арматура, системи керування та вимірювальні прилади.

### 10.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованої системи тепlopостачання

В даному розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованої системи тепlopостачання , а також розроблені відповідні заходи з електробезпеки, гігієни праці та виробничої санітарії і пожежної безпеки та профілактики аварійних ситуацій.

При монтажу та експлуатації теплообмінного устаткування - установку й ведення в експлуатацію має право здійснювати тільки авторизована монтажна фірма або прямо завод-виготовлювач пристрою по кресленнях у прив'язці до конкретного використання.

Теплообмінні апарати призначені для розміщення всередині сухих, не вибухонебезпечних приміщень, недоступних для дітей, з температурою повітря +5 ÷ +30°C. Навколо пристроїв необхідний простір мінімум 600мм, за винятком тильної сторони, де є водяна й електрична комунікація. Температура складування пристрою -5 ÷ +40°C , також необхідно забезпечити відсутність вологи усередині теплообмінників установки.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						78
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При прокладанні трубопроводів – для системи гарячого, холодного водопостачання та опалення була використана система трубопроводів з поперечно зшитого поліетилену. Трубопроводи прокладаються в ізоляції. Поперечно зшитий поліетилен РЕХ-а завдяки своїй молекулярній структурі відрізняється хорошими чудовими фізико-хімічними та механічними параметрами. Для радіаторного опалення використовується труба з  $t_{max}=90^{\circ}\text{C}$ .

Монтажні роботи варто проводити при температур вище  $0^{\circ}\text{C}$ . Труби повинні прокладатися таким чином, щоб була можливість усунути їх механічні та термічні пошкодження. У випадку прокладання труб ззовні їх потрібно захистити від механічних ушкоджень впливу теплового випромінювання високої температури, впливу ультрафіолетових променів та відкритого вогню. Не можна допускати замерзання рідини в трубі.

Труби системи з низьким модулем гнучкості по відношенню до передачі звуків води , яка проходить по трубі, являються акустично кращими, ніж труби з таких матеріалів як мідь чи сталь. Шумі в трубопроводах виникає при протіканні води через більш вузький поперечний розріз арматури, тому в такому випадку в системі використовується «тиха арматура» з рівнем шуму  $La < 20\text{дБА}$ .

При ізоляції трубопроводів - для зменшення теплових втрат від трубопроводів систем опалення та ГВП, в проекті використовується теплова ізоляція труб. Головною метою ізоляції є: обмеження кількості теплових втрат, як виникають в результаті прокладання трубопроводів в середовищі з більш низькою температурою; запобігання конденсації водяного пару на трубопроводах з робочим теплоносієм з низькою температурою.

Вся теплоізоляційна продукція має рівномірну замкнуту кулькову структуру. Низький коефіцієнт теплопровідності й висока стійкість до дифузії водяної пари забезпечують довговічність ізоляції, а значить і всієї системи. Температурний діапазон застосування становить від  $-80^{\circ}\text{C}$  до  $+95^{\circ}\text{C}$ . Гарна еластичність зберігається при найнижчих температурах і не погіршується згодом.

Ізоляція має групу горючості Г1 (матеріал не поширює полум'я й не підтримує горіння). Виділення токсичних речовин у вогні (те, що звичайно є найнебезпечнішим при пожежі будь-якого ступеня) практично відсутній. Строгі тести контролю матеріалу по вогнестійкості DIN 4102 (B1) регулярно проводяться незалежними німецькими інститутами.

#### 10.1.1 Електробезпека

Електробезпека – це система організаційних та технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						79
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Основні нормативні документи, що регламентують вимоги з електробезпеки, це ПУЕ-2017, НПАОП 40.1-1.21-98, НПАОП 40.1-1.01-97, НПАОП-40.1-1.32-01.

В системі теплонасосного опалення використовуються наступні споживачі енергії: тепловий насос, електронагрівач для системи опалення, акумуляюча ємність для гарячого водопостачання та циркуляційні насоси. Всі вони живляться від 3-х фазної мережі з глухозаземленою нейтраллю, та зануленням (тип системи заземлення TN-C-S), з робочою напругою 380/220 В.

Основними причинами ураження електричним струмом є:

1. Використання несправних ручних електроінструментів;
2. Випадкове доторкання до неізолюваних струмопровідних частин електроустаткування;
3. Застосування нестандартних або несправних переносних світильників напругою 220 В чи 127 В;
4. Робота без надійних захисних засобів та запобіжних пристосувань;
5. Доторкання до незаземлених корпусів електроустаткування, що опинилися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції;
6. Недотримання правил улаштування, технічної експлуатації та правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок та ін.

Для захисту людини від ураження електричним струмом при випадковому дотику до струмоведучих частин електроустановок проектом передбачені наступні заходи [12]:

1. Ізоляція нормально струмоведучих частин, запобігає контакту зі струмоведучими частинами. При монтажі системи електропостачання опір ізоляції повинне бути не нижче 1кОм/В, надалі контролювати щорічно перед кожним опалювальним сезоном. Опір ізоляції не повинне бути нижче 0,5кОм/В.

2. При аварійному режимі роботи електроустановки, гранично допустимі значення напруги дотику, які залежать від часу дії струму, приведені нижче у таблиці 10.1.

Таблиця – 10.1. Граничнодопустимі значення напруги дотику  $U_{\text{дот}}$  в залежності від часу дії струму

$t$ (сек)	до 0,1	0,2	0,5	0,7	0,9	>1 сек. до 5 сек.
$U_{\text{доп.дот}}$ (В)	500	400	200	130	100	65

3. Розташування струмоведучих частин на недоступній висоті. Освітлення приміщення теплонасосної - стельові світильники з лампочками накаливання, напруга живлення 220В,

висота підвісу 3 м. Підведення живлення виробляється так, щоб не перетиналися минаючими проходами й трубопроводами. Всі кабелі включені в спеціальні короби.

3. Застосування засобів орієнтації в електроустановці (маркування й відповідне фарбування коробів і проводів).

4. Приміщення теплонасосної має окремий вхід з металевими дверима - це виключає можливість влучення в небезпечне приміщення сторонніх. Всі роботи з монтажу, підключенню й ремонту електроустановки повинні виконуватися фахівцем - електриком.

З метою захисту людей від ураження електричним струмом при аварійних режимах роботи корпус теплового насосу заземлений - навмисно електрично з'єднаний з заземлювачем, опір якого не перевищує 4 Ом згідно вимог ГОСТ 12.1.030-81.

## 10.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії

### 10.2.1 Мікроклімат робочої зони

Відповідно до ДСН 3.3.6.042-99 основними параметрами мікроклімату є:

1. Температура повітря;
2. Відносна вологість повітря;
3. Швидкість руху повітря;
4. Інтенсивність теплового випромінювання.

Параметри мікроклімату нормуються залежно від енергозатрат організму та періоду року .

Категорія робіт за тяжкістю, що виконується обслуговуючим персоналом теплонасосної – середньої тяжкості (II категорія).

Оптимальні параметри мікроклімату приміщення теплонасосної приведені в таблиці 10.2.

Таблиця 10.2 – Оптимальні параметри мікроклімату в приміщенні теплонасосної.

Період року	Параметри мікроклімату		
	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$v, \text{м/с}$
Теплий	21-28	60	0,1-0,3
Холодний	20-24	75	0,1-0,2

Технічні рішення для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату в приміщенні:

Застосована тепла ізоляція технологічного устаткування, що має температуру  $t \geq 45^\circ\text{C}$  [3];

Фактичні параметри мікроклімату робочої зони відповідають вимогам у таблиці 9.2.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						81
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 10.2.2 Захист від виробничого шуму насосних установок

Основна мета нормування шуму на робочих місцях – встановлення допустимих рівнів шуму, які при впливі протягом всього робочого дня і протягом багатьох років не можуть викликати суттєвих захворювань організму людини і не заважають його нормальній трудовій діяльності.

Допустимі рівні шуму на робочих місцях регламентуються ГОСТ 19.1.003 – 89 „Шум. Загальні правила безпеки” та ДСН 3.3.6.037-99.

Джерелами шуму в ЦТП є:

- електродвигуни насосів;
- насоси, з рівнем звукового тиску  $L = 30$  дБ.

Нормовані параметри шуму – рівень звуку  $L_A$ , дБА

$$L_A = 20 \lg \frac{P_{Ai}}{P_0}, \quad (9.1)$$

де  $P_{Ai}$  – середньоквадратичне значення звукового тиску з урахуванням корекції А шумоміра, Па;

$P_0$  – значення звукового тиску на нижньому порозі чутливості в октавній смузі з середньгеометричною частотою 1000 Гц;

Рівень звукового тиску  $L$ , дБ.

$$L = 20 \lg \frac{P_i}{P_0}, \quad (9.2)$$

де  $P_i$  – середньоквадратичне значення звукового тиску за період часу, що розглядається, Па.

Нормативне значення рівня шуму згідно ДСН 3.3.6-037-99 «Санітарні норми шуму, ультразвуку та інфразвуку складає 75 дБА.

Для забезпечення комфортних умов у житлових приміщеннях, особливо в нічний час, допускається значення рівня звуку -20 дБА.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в приміщенні проектом передбачені наступні засоби і методи захисту:

1. Правильне місце установки;
2. Для звукоізоляції насос обладнано звукопоглинаючими регульованими опорами;
3. Система теплопостачання розраховується на оптимальну швидкість руху води 0,3...0,6 м/с.

Впроваджені заходи дозволяють отримати фактичні параметри виробничого шуму, що не перевищують граничного допустимого рівня.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						82
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 10.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях

Виконання вимог безпеки в надзвичайних ситуаціях потребує розробки відповідних технічних рішень та організаційних заходів щодо оповіщення, евакуації та дій персоналу у разі виникнення надзвичайної ситуації, а також визначення основних заходів з пожежної безпеки.

#### 10.3.1. Обов'язки та дії персоналу при НС

У разі виявлення ознак НС працівник, який їх помітив, повинен:

- негайно повідомити про це засобами зв'язку органи Державної служби України з надзвичайних ситуацій (ДСНС) вказати при цьому адресу, кількість поверхів, місце виникнення НС, наявність людей, а також своє прізвище;

- повідомити про НС керівника, адміністрацію, пожежну охорону підприємства;
- організувати оповіщення людей про НС;
- вжити заходів щодо евакуації людей та матеріальних цінностей;
- вжити заходів щодо ліквідації НС з використанням наявних засобів.

Керівник та пожежна охорона установи, яким повідомлено про виникнення НС, повинні:

- перевірити, чи викликані підрозділ ДСНС та пожежна охорона підприємства;
- вимкнути у разі необхідності струмоприймачі та вентиляцію;
- у разі загрози життю людей негайно організувати їх евакуацію та їх рятування, вивести за межі небезпечної зони всіх працівників, які не беруть участь у ліквідації НС;
- забезпечити дотримання техніки безпеки працівниками, які беруть участь у ліквідації НС;
- організувати зустріч підрозділів ДСНС та пожежної охорони підприємства, надати їм допомогу у локалізації та ліквідації НС.

Після прибуття підрозділів ДСНС їм повинен бути забезпечений безперешкодний доступ їх до місця, де виникла НС.

#### 10.3.2 Вимоги щодо організації ефективної роботи системи оповіщення виробничого персоналу при НС

Для підвищення безпеки в надзвичайних ситуаціях пропонується встановлення системи оповіщення виробничого персоналу.

Оповіщення виробничого персоналу у разі виникнення НС, наприклад при пожежі, здійснюється відповідно до вимог НАПБ А.01.003-2009.

Оповіщення про НС та управління евакуацією людей здійснюється одним з наступних способів або їх комбінацією:

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						83
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поданням звукових і (або) світлових сигналів в усі виробничі приміщення будівлі з постійним або тимчасовим перебуванням людей;

трансляцією текстів про необхідність евакуації, шляхи евакуації, напрямки руху й інші дії, спрямовані на забезпечення безпеки людей;

трансляцією спеціально розроблених текстів, спрямованих на запобігання паніці й іншим явищам, що ускладнюють евакуацію;

ввімкненням евакуаційних знаків "Вихід";

ввімкненням евакуаційного освітлення та світлових покажчиків напрямку евакуації;

дистанційним відкриванням дверей евакуаційних виходів.

Згідно з вимогами ДБН В.1.1-7-2016 необхідно забезпечити можливість прямої трансляції мовного оповіщення та керівних команд через мікрофон для оперативного реагування в разі зміни обставин або порушення нормальних умов евакуації виробничого персоналу.

Оповіщення виробничого персоналу про НС здійснюється за допомогою світлових та/або звукових оповіщувачів – обладнуються всі виробничі приміщення.

Система оповіщення повинна розпочати трансляцію сигналу оповіщення про НС, не пізніше трьох секунд з моменту отримання сигналу про НС.

Кількість звукових та мовленнєвих оповіщувачів, їх розміщення та потужність повинні забезпечувати необхідний рівень звуку в усіх місцях постійного або тимчасового перебування виробничого персоналу.

Звукові оповіщувачі повинні комбінуватися зі світловими, які працюють у режимі спалахування, у таких випадках:

у приміщеннях, де люди перебувають у шумозахисному спорядженні;

у приміщеннях з рівнем шуму понад 95 дБ.

Перехід з основного джерела електропостачання на резервний та у зворотному напрямку в разі відновлення централізованого електропостачання повинен бути автоматичним.

Тривалість роботи системи оповіщення від резервного джерела енергії у черговому режимі має бути не менш 24 годин.

Тривалість роботи системи оповіщення від резервного джерела енергії у режимі "Тривога" має бути не менше 15 хвилин.

Звукові оповіщувачі повинні відповідати вимогам ДСТУ EN 54-3:2003 «Системи пожежної сигналізації. Частина 3. Оповіщувачі пожежні звукові».

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						84
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Світлові оповіщувачі, які працюють у режимі спалахування, повинні бути червоного кольору, мати частоту мигтіння в межах від 0,5 Гц до 5 Гц та розташовуватись у межах прямої видимості з постійних робочих місць.

### 10.3.3. Пожежна безпека та профілактика

Згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 категорія приміщення за вибухопожежною та пожежною небезпекою – Д (пожежобезпечні приміщення, в яких знаходяться негорючі рідини).

Необхідна вогнестійкість будинку III, мінімальна допустима межа вогнестійкості несучих стін 2 години, міжповерхових перекриттів 0,75 години [13].

Згідно з НПАОП 40.1-1.32-01. робочі зони приміщення, де розташоване насосне обладнання, відносяться за пожежонебезпекою до класу П-1, тому що горюча рідина (масло), наявна в цьому приміщенні, має температуру спалаху  $270^{\circ}\text{C} > 61^{\circ}\text{C}$ .

У приміщенні ЦТП застосовуються наступні технічні рішення для запобігання пожежі:

- пристрій блисковквідводу будівлі ЦТП (ДСТУ Б В.2.5-38-2008 «Улаштування блискавки захисту будівель та споруд»);
- застосування плавких запобіжників та пристроїв захисту;
- застосування захисту від короткого замикання;
- застосування ізоляції стійкої до загоряння.

У приміщенні центрального теплового пункту передбачені наступні технічні рішення по протипожежному захисті:

- будівля теплового пункту містить засоби пожежогасіння (вогнегасники), причому тільки вуглекислотне або порошкові (застосування пінного вогнегасника може призвести до поразки електричним струмом);
- будівельні конструкції будівлі мають високу ступінь вогнестійкості, що забезпечує нерозповсюдження вогню;
- поширення пожежі обмежують металеві двері.

Кількість, розташування та умови зберігання вогнегасників відповідає вимогам ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-2007.

В робочому приміщенні встановлена система автоматичної пожежної сигналізації відповідно до вимог ДБН В.2.5 – 56 – 2014.

В робочих приміщеннях виконані всі вимоги НАПБ А-01.001-2004 Правила пожежної безпеки в Україні та НАПБ В.01.34-2005 – «Правила ПБ в компаніях та в організаціях енергетичної галузі України»

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						85
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 10.4 Висновки до розділу 10

В цьому розділі наведені технічні рішення та організаційні заходи:

- з безпеки експлуатації спроектованої системи тепlopостачання;
- з гігієни праці та виробничої санітарії;
- з пожежної безпеки та санітарії.

Дані рішення направлені на забезпечення охорони праці та безпеки при надзвичайних ситуації при роботі системи опалення та ГВП на базі центрального теплового пункту.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						86
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

У даній роботі був розроблений проєкт системи теплопостачання групи житлових будинків по вул. Ревуцького в м. Києві.

Проєкт виконано у відповідності до технічного завдання. Технічні рішення запропоновані у проєкті приймалися виходячи з надійності, ефективності та безвідмовності.

У перших розділах проєкту були визначені максимальні розрахункові витрати теплоти на опалення та гаряче водопостачання, які становлять 758,99 кВт та 609,44 кВт. Були розглянуті принципові схеми систем опалення та гарячого водопостачання. В тепловій пункті застосована незалежна система опалення. Система гарячого водопостачання закрита двоступенева. Виконані розрахунки витрат мережної води для опалення та витрати у внутрішньої системи опалення. Розрахована система ГВП: навантаження та витрати на підігрівачі першого (308,04 кВт) та другого (301,4 кВт) ступенів.

У основній частині приведені теплові розрахунки підігрівачів систем опалення та ГВП, гідравлічних втрат. Для установки прийнято теплообмінні пластинчаті розбірні апарати з пластин типу 0,5Пр.

Виконаний розрахунок гідравлічних втрат тиску тепломережі. Вибране основне та допоміжне обладнання. В якості циркуляційних насосів системи опалення вибрано насоси Grundfos TPE50-290/2, циркуляційні насоси холодної води системи гарячого водопостачання Grundfos CM 10-5. Для обліку та регулювання витрат води та теплоти прилад АКВА MBT, фільтр сітчастий FVR DANFOSS DN50, розширювальний бак системи опалення Reflex N500.

Наведені дані дозволяють перейти до розробки стартап – проєкту за темою даної магістерської роботи.

Для автоматизованого регулювання витрати теплоти на ГВП було вибрано регулятор фірми «Danfoss».

Для тепломережі прийняті гідроізольовані трубні секції заводського виробництва. Теплові втрати та експлуатація яких мінімальні, а монтаж дешевший за монтаж з каналною прокладкою.

У даній магістерській роботі розглянуті питання охорони праці з безпеки експлуатації спроектованої системи теплопостачання, з гігієни праці та виробничої санітарії, з пожежної безпеки та санітарії, що забезпечують безпеку роботи в центральному тепловому пункті системи опалення та ГВП.

Розглянуті схеми та загальний опис систем автоматичного регулювання систем опалення та гарячого водопостачання, систем аварійної сигналізації теплових мереж, компонування апаратури.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						87
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



В розділі розробка стартап-проєкту, наведено опис самої ідеї, проаналізовано ринкові можливості, витрати та прибутки пов’язані з реалізацією проєкту. Також були розглянуті заходи з комерціалізації проєкту, де показана економічна доцільність та рентабельність інвестицій.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
						88
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Алабовский, О.М. Проективання котелень промислових підприємств: курсове проектування з елементами САПР: навч. посібник для студентів вузів із спец. «Промислова теплотехніка» / О.М.Алабовський, М.Ф.Боженко, Ю.В.Хоренженко. – Київ : Вища школа, 1992. – 207 с.
2. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. - Київ: Політехніка, 2004. - 192 с.
3. ДСТУ-Н Б В.2.6. –27: 2010. Будівельна кліматологія. Чинний від 2011 –11–01. – К. : Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2011. – 130 с.
4. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: учебное пособие для вузов / Е.А. Краснощеков , А.С. Сукомел – М.: Энергия, 1980 – 287с.
5. Сборник задач по основам гидравлики и теплотехники: учеб. пособие для техникумов.-2-е изд., перераб. и доп.-М.:Энергия, 1979.-240 с., ил.
6. Николаев А.А. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей /А.А. Николаев – М.: Издательство литературы по строительству, 1965 – 360с.
7. Богословский В. Н. Отопление и вентиляция: учебник для вузов./ В.Н. Богословский, В.П. Щеглов, Н. Н Разумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1980 – 295с., ил.
8. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для втузов по спец. "Пром. теплоэнергетика" / Е. Я. Соколов. - 4-изд., перераб. - М.: Энергия , 1975. - 376с.: ил. - Библиогр.:с. 369-371.
9. Grundfos каталог обладнання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://product-selection.grundfos.com> (15.11.20).
10. Каталог обладнання для опалення та водопотсачання [Електронний ресурс]. – <http://www.ktto.com.ua/water/brh/18> (15.11.20).
11. Розробка стартап-проектів: Конспект лекцій [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальностей 151 – «Автоматизація та комп’ютерно-інтегровані технології» та 152 – «Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка» / О. А. Гавриш, К. О. Бояринова, К. О. Копішинська; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові данні (1 файл: 2,88 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 188 с.
12. ДНАОП 0.00-1.21-98 Правила безпечної експлуатації електро-установок споживачів. Чинні від 1998–02–20. – К. : Держнаглядохоронпраці, 1998. – 27 с.
13. ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою Чинний від 2017 –01–01. – К. : Мінрегіон України, 2016. – 27 с.

					ТП 91мп 85 05 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Декан теплоенергетичного  
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського  
\_\_\_\_\_ Євген ПИСЬМЕННИЙ  
(ініціали, прізвище)

«\_\_\_» жовтня 2020р.

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Заст. головного інженера  
КП «Київтеплоенерго»  
\_\_\_\_\_ Олег ШЕЛЕСТ  
(ініціали, прізвище)

«\_\_\_» жовтня 2020 р.

**ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ**

на проектно-конструкторську роботу

Система теплопостачання групи житлових будівель по вул. Ревуцького в м.Києві

*1. Термін виконання роботи*

Початок – 12.10.2020 р.

Закінчення – 04.12.2020 р.

*2. Обґрунтування для виконання роботи*

У зв'язку з дефіцитом енергоносіїв на Україні гостро стають питання про економію теплової та електричної енергії. Економію теплової енергії дозволяє здійснити індивідуальне регулювання витрати тепла у тепловому пункті, яке суміщене з центральним регулюванням.

Однією із схем, яка дозволяє економити теплову енергію є незалежна схема. При незалежній схемі система опалення приєднується до теплової мережі через поверхневий пластинчатий підігрівач. Система у цьому випадку працює під тиском власного розширювального баку. Наявність підігрівача у системі принципово дозволяє здійснити більш раціональний режим регулювання. Це особливо доцільно при наявності в графіку центрального регулювання зони постійної температури води. Циркуляція води в системі опалення здійснюється відцентровим насосом. Перевагою такої системи є також відсутність можливості потрапляння гострої мережної води в систему опалення будівлі.

У даній системі встановлено щит управління насосами, вузол обліку теплової енергії, за допомогою яких можна проконтролювати усі стадії споживання тепла, а також врахувати фактори, такі як: температура зовнішнього повітря, ізоляція огорожень будівлі, теплова потужність системи опалення.

В роботі передбачається спроектувати центральний тепловий пункт для теплопостачання групи житлових будинків, проект містить в собі розрахунки та креслення на стадії "П" тепломеханічної частини центрального теплового пункту для групи житлових будинків.

*3. Мета роботи*

Розробка системи опалення та гарячого водопостачання двох житлових будівель.

*4. Зміст основних етапів виконання роботи*

4.1 Тепловий розрахунок навантажень.

4.2 Розрахунок теплообмінника опалення.

4.3 Розрахунок теплообмінника ГВП.

4.4 Гідравлічний розрахунок теплообмінників.

4.5 Гідравлічний розрахунок теплової мережі.

4.6 Вибір основного і допоміжного обладнання.

4.7 Розробити стартап-проект.

4.8 Розробити заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

4.9 Графічний матеріал:

- 1) Теплова схема ЦТП – 1 арк.
- 2) Схема розташування обладнання та трубопроводів у ЦТП – 3 арк.
- 3) Схема теплової мережі – 2 арк.
- 4) Розташування обладнання в УТ-1 – 1 арк.
- 5) Розташування обладнання в УТ-2 – 1 арк.

5. *Матеріали, що подаються після закінчення роботи*

- 5.1. Пояснювальна записка (текстова частина магістерської дисертації).
- 5.2. Креслення.
- 5.3. Довідка про впровадження результатів.

6. *Порядок розгляду і приймання роботи*

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», спеціалізацією «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ доц. Ірина НАЗАРОВА  
(підпис) (посада, ініціали, прізвище)

« \_\_\_\_ » жовтня 2020 р.

Виконавець

Студент гр. ТП – 91мп,  
ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського

\_\_\_\_\_ Владислав СТИЦУРІН  
(підпис) (ініціали, прізвище)

« \_\_\_\_ » жовтня 2020 р.

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Заст. головного інженера  
КП «Київтеплоенерго»  
\_\_\_\_\_ Олег ШЕЛЕСТ  
«\_\_\_\_» грудня 2020 р.

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**

Результатів магістерської дисертації  
студента КПІ ім. Ігоря Сікорського Стіцуріна Владислава Петровича

Результати магістерської дисертації студента теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського на тему: Система теплопостачання групи житлових будівель по вул. Ревуцького в м. Києві упровадженні в КП «Київтеплоенерго» в частині розрахунків теплових навантажень споживачів, розрахунків теплової схеми центрального теплового пункту, розрахунків та вибору основного та допоміжного обладнання центрального теплового пункту.

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ доц. Ірина НАЗАРОВА

«\_\_\_\_» грудня 2020 р

Додаток В

Результати перевірки на академічний плагіат



Ім'я користувача:  
Боженко Михайло Федорович

ID перевірки:  
1005456394

Дата перевірки:  
14.12.2020 20:23:33 EET

Тип перевірки:  
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:  
14.12.2020 20:24:36 EET

ID користувача:  
100005082

Назва документа: МДп Стіцурін а

Кількість сторінок: 67 Кількість слів: 12892 Кількість символів: 86157 Розмір файлу: 1.37 MB ID файлу: 1005746316

## 9.77% Схожість

Найбільша схожість: 3.92% з джерелом з Бібліотеки (ID файлу: 5968619)

6.53% Джерела з Інтернету

43

Сторінка 69

8.67% Джерела з Бібліотеки

83

Сторінка 69

## 0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

## 0.1% Вилучень

Деякі джерела вилучено автоматично (фільтри вилучення: кількість знайдених слів є меншою за 10 слів та 0%)

0.03% Вилучення з Інтернету

73

Сторінка 70

0.08% Вилученого тексту з Бібліотеки

109

Сторінка 70

## Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

375



Інв. № ориг.	Підпис і дата	Зам.інв. №				
			Зм.	Перев.	Нач. сек	Н.контр



Поз.	Позначення	Найменування	Кіл	Вага од, кг	Примітка
25	284405	Кран сталевий кульовий з ручкою,			
		з різними кінцями з'єднання			
		Dy20; Ру4,0 МПа	14		
26	STEVI 440/441	Клапан прохідний регулюючий Dy50			
		з електроприводом ARI-PREMIO	3		
27	TUV-SV-902-663-D/G	Клапан запобіжний ARI-SAFE			
		Dy80 Ру=1,6 МПа	1		
28	Barberi-5	Клапан зворотній муфтовий Dy50			
		різьбове з'єднання Ру=1,6 МПа	7		
29		Грязьовик Dy 80	2		
30	FVR DANFOSS DN50	Фільтр сітчатий муфтовий Dy50			
		різьбове з'єднання Ру=1,6 МПа	4		
31	Reflex N500	Бак розширювальний мембранний			
		Ру=1,0 МПа	1		
32	ГОСТ 12820-80	Фланець приварний Dy80	10		
33	ГОСТ 12820-80	Фланець приварний Dy65	8		
34	ГОСТ 12820-80	Фланець приварний Dy50	24		
35	AKBA MBT	Лічильник тепла			
		Dy 50	2		
36	PoWoGaz-WI	Витратомір холодної води			
		фланцевий Dy 50	1		

		Н.контр
		Нач. сек
		Перев.
		Зм.

Інв. № ориг. Підпис і дата Зам.інв. №

Зм.	Кільк.	Аркуш	Недок	Підпис	Дата

ТП 91мп 85 05 001 ТМК

Аркуш  
3

# ВІДОМІСТЬ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на магістерську дисертацію	2	
2	A4	ТП 91мп 85 05 ПЗ	Пояснювальна записка	93	
3	A1	ТП 91мп 85 05 001 ТМК	Теплова схема	1	
4	A1	ТП 91мп 85 05 002 ТМК	Розташування обладнання. План на відм. 0,000	1	
5	A1	ТП 91мп 85 05 003 ТМК	Розташування трубопроводів. Вигляди А, Б, В, Г	1	
6	A1	ТП 91мп 85 05 004 ТМК	Розташування трубопроводів. Вигляди Д, Е, Ж, Ж'	1	
7	A1	ТП 91мп 85 05 001 ТМ	Схема трубопроводів	1	
8	A1	ТП 91мп 85 05 002 ТМ	Схема трубопроводів Розрізи 1-1, 2-2, 3-3	1	
9	A1	ТП 91мп 85 05 003 ТМ	Профіль теплової мережі	1	
10	A1	ТП 91мп 85 05 004 ТМ	Теплова камера УТ 1. План на відм. 0,000. Розрізи 1-1, 2-2	1	
11	A1	ТП 91мп 85 05 005 ТМ	Теплова камера УТ 2. План на відм. 0,000. Розрізи 1-1, 2-2, 3-3	1	
12	A4	ТП 91мп 85 05001 ТМК	Специфікація	3	

				ТП 91мп 85 05		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Стіцурін			Відомість магістерської дисертації	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Назарова					1
Консульт.	Каштанов				КП ім. Ігоря Сікорського, Каф. ТПТ, Гр. ТП – 91мп	
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					